

**UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA
SEDE QUITO**

CARRERA:

INGENIERÍA MECÁNICA

**Trabajo de titulación previo a la obtención del título de: INGENIEROS
MECÁNICOS**

TEMA:

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA TRITURADORA DE MOROCHILLO
ENTERO PARA PRODUCCIÓN DE BALANCEADOS**

AUTORES:

DIEGO EDUARDO CARRERA CANO

JHONNY PATRICIO VARGAS BONIFA

TUTOR:

RENÉ PATRICIO QUITIAQUEZ SARSOZA

Quito, abril 2016

Cesión de derechos de autor

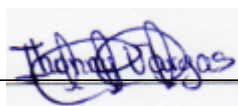
Nosotros, Diego Eduardo Carrera Cano y Jhonny Patricio Vargas Bonifa con documento de identificación N° 1718316829 y 1724055478 respectivamente, manifestamos nuestra voluntad y cedemos a la Universidad Politécnica Salesiana la titularidad sobre los derechos patrimoniales en virtud de que somos autores del trabajo de titulación intitulado: “Diseño y construcción de una trituradora de morochillo entero para la producción de balanceados”, mismo que ha sido desarrollado para optar por el título de: Ingeniero mecánico en la Universidad Politécnica Salesiana, quedando la Universidad facultada para ejercer plenamente los derechos cedidos anteriormente.

En aplicación a lo determinado en la Ley de Propiedad Intelectual, en nuestra condición de autores nos reservamos los derechos morales de la obra antes citada. En concordancia, suscribimos este documento en el momento que hacemos entrega del trabajo final en formato impreso y digital a la Biblioteca de la Universidad Politécnica Salesiana.



Diego Eduardo Carrera Cano

C.I. 1718316829



Jhonny Patricio Vargas Bonifa

C.I. 1724055478

Quito, abril 2016

Declaratoria de coautoría del docente tutor

Yo declaro que bajo mi dirección y asesoría fue desarrollado el trabajo de titulación, diseño y construcción de una trituradora de morochillo entero para la producción de balanceados realizado por Diego Eduardo Carrera Cano y Jhonny Patricio Vargas Bonifa, obteniendo un producto que cumple con todos los requisitos estipulados por la Universidad Politécnica Salesiana, para ser considerados como trabajo final de titulación.

Quito, abril 2016



Ing. René Patricio Quitiaquez Sarsoza

CI: 1710597269

Dedicatoria

Dedicado primero a Jehová dios, quien nunca me ha abandonado ni ha dejado de desear mi bienestar, es por esto que he llegado hasta aquí, el inicio de una vida próspera. A mis padres Diego y Alicia que han sido los mejores educadores siendo el ejemplo de amor, bondad, sensatez, sabiduría, sacrificio entregado con el deseo único de verme feliz. A mi tía Coti, a mi abeya Tere, siempre pendientes de mí sin dejar que nada me falte. A mis hermanos David y Natalia que han llenado mi vida de inspiración. Y a mí Gaby Mero, mi felicidad de todos los días, que ha sido mi apoyo estos últimos años pero mi amor desde hace muchos, a ella y al angelito que dios nos dio a cuidar, Juliana, es dedicado esto.

Diego.

A Dios por ser un pilar fundamental y levantarme cuando he caído. A mis queridos padres Lourdes y Germán que con su amor incondicional siempre me han apoyado en el transcurso de mi vida en momentos buenos y especialmente en los malos, los dos me han inculcado un espíritu de lucha y sacrificio para poder alcanzar mis metas. A mi hermana Jazmín Carolina que nunca dejó de creer en mí y siempre ha estado cuando la he necesitado te quiero hermanita.

Jhonny.

Agradecimiento

A la Universidad Politécnica Salesiana, a los catedráticos y autoridades de la carrera de Ingeniería Mecánica por transmitirnos sus conocimientos y valores que nos ayudarán en nuestra vida profesional. Al Ingeniero Patricio Quitiaquez director del proyecto que con sus acertadas enseñanzas hizo posible la realización de este trabajo.

Índice

Introducción	1
Capítulo 1	2
1. Marco teórico	2
1.1 Maíz, Zea Mays.....	2
1.2 Molienda.	3
1.3 Tipos de molinos.....	3
1.3.1 Piedra de amolar manual	3
1.3.2 Molino de platos	3
1.3.3 Molino de rodillos	3
1.3.4 Trituradora de mandíbulas.....	4
1.3.5 Molino de martillos	4
1.3.6 Molino de bolas	4
1.4 Parámetros a evaluar en la selección de la mejor alternativa.....	5
1.5 Evaluación de alternativas.....	7
1.6 Selección de materiales	8
1.6.1 Tipos de acero	8
1.7 Teoría de diseño	9
1.7.1 Diseño de eje bajo cargas estáticas.....	10
1.7.2 Diseño a fatiga.....	11
1.7.3 Motor.....	14
1.7.4 Selección de chumaceras	15
1.7.5 Bandas	16
1.7.6 Soldadura.....	18
1.7.7 Selección de accesorios	19
Capítulo 2.....	24
2. Cálculos.....	24

2.1	Ensayo para determinar la fuerza de corte	24
2.2	Diseño del martillo.....	25
2.2.1	Cálculo del radio de giro	27
2.2.2	Análisis de elementos finitos del martillo	30
2.2.3	Fuerzas presentes del martillo	32
2.3	Diseño del eje secundario.....	34
2.3.1	Análisis de elementos finitos en el eje secundario	38
2.4	Diseño de discos porta ejes	40
2.4.1	Análisis de elementos finitos en el disco porta ejes	41
2.5	Diseño del eje principal.....	43
2.5.1	Fuerzas que soporta	43
2.5.2	Diagrama eje principal	46
2.5.3	Análisis a fatiga del eje principal	47
2.5.4	Análisis de elementos finitos en el eje principal	49
2.6	Selección del motor.....	52
2.7	Diseño de poleas y selección de banda	53
2.7.1	Cálculo de ángulo de contacto entre polea y banda	55
2.7.2	Cálculo de longitud de banda	55
2.8	Diseño de la tolva de entrada	55
2.8.1	Ángulo de caída del morochillo por la tolva de entrada.....	57
2.8.2	Análisis de elementos finitos de la tolva de entrada.....	58
2.9	Diseño de la carcasa de la cámara de molienda	59
2.10	Diseño de la tolva de salida.....	60
2.10.1	Cálculo de pernos para la sujeción a la estructura.....	60
2.10.2	Análisis de elementos finitos de tolva de salida.....	62
2.11	Diseño de la estructura	64
2.11.1	Análisis de elementos finitos de la estructura	66

2.12 Soldadura	67
Capítulo 3	70
3. Costos.....	70
3.1 Costos directos.	70
3.1.1 Materia prima.	70
3.1.2 Mano de obra.....	72
3.2 Costos indirectos.	74
3.2.1 Costos adicionales	74
3.2.2 Costo de diseño.	74
3.3 Costo total máquina	74
Manual de operación y mantenimiento	75
Conclusiones	79
Recomendaciones.....	80
Referencias.....	81

Índice de figuras

Figura 1. Morochillo para la alimentación de animales.....	2
Figura 2. Características de algunos tipos comunes de bandas	17
Figura 3. Carga a tensión y carga cortante.....	18
Figura 4. Análisis de fuerza cortante	24
Figura 5. Fuerza de corte.....	25
Figura 6. Radio de giro	28
Figura 7. Martillo triturador	29
Figura 8. Diagrama de Von Mises del martillo.....	31
Figura 9. Diagrama de desplazamiento del martillo	31
Figura 10. Diagrama de factor de seguridad del martillo	32
Figura 11. Martillos en posición de trabajo	33
Figura 12. Separador de martillos	35
Figura 13. Eje secundario.....	37
Figura 14. Diagrama de Von Mises de eje secundario	38
Figura 15. Diagrama de desplazamiento de eje secundario	39
Figura 16. Diagrama de factor de seguridad de eje secundario	39
Figura 17. Disco porta ejes	41
Figura 18. Diagrama de Von Mises de disco	41
Figura 19. Diagrama de desplazamiento de disco	42
Figura 20. Diagrama de factor de seguridad de disco.....	43
Figura 21. Diagrama de reacciones y momentos	47
Figura 22. Diagrama de Von Mises de eje principal.....	49
Figura 23. Diagrama de desplazamiento de eje principal	50
Figura 24. Diagrama de factor de seguridad de eje principal	50
Figura 25. Tolva de entrada	56
Figura 26. Ángulo de caída del morochillo.....	57
Figura 27. Diagrama de factor de seguridad de tolva de entrada.....	58
Figura 28. Diagrama de factor de seguridad de tapa.....	59
Figura 29. Carcasa de la cámara de molienda.....	59
Figura 30. Diagrama de Von Mises de tolva de salida	62
Figura 31. Diagrama de desplazamiento de tolva de salida.....	63
Figura 32. Diagrama de factor de seguridad de tolva de salida	63

Figura 33. Estructura.....	64
Figura 34. Diagrama de desplazamiento de estructura	66
Figura 35. Diagrama de factor de seguridad de estructura	67

Índice de tablas

Tabla 1. Parámetros y selección de alternativas.....	7
Tabla 2. Propiedades mecánicas acero de transmisión	8
Tabla 3. Propiedades mecánicas acero inoxidable	9
Tabla 4. Parámetros en el factor de la condición superficial	11
Tabla 5. Parámetros en el factor de la condición superficial kb	12
Tabla 6. Efecto de la temperatura de operación en la resistencia a la tensión	13
Tabla 7. Sensibilidad a la muesca q	13
Tabla 8. Factores de concentración de esfuerzos	14
Tabla 9. Capacidades nominales de cojinetes. Vida de 90% de confiabilidad	16
Tabla 10. Características de algunos tipos comunes de bandas.	16
Tabla 11. Pernos de anclaje tipo cuña	19
Tabla 12. Pernos de acero inoxidable.....	20
Tabla 13. Pernos de acero al carbono Norma SAE	20
Tabla 14. Selección de chavetas.....	21
Tabla 15. Análisis de fuerza de corte	25
Tabla 16. Catálogo para selección del motor	53
Tabla 17. Pesos individuales de la máquina.....	64
Tabla 18. Lista de materiales a usar	71
Tabla 19. Lista de insumos para la máquina	72
Tabla 20. Mano de obra en la construcción	73
Tabla 21. Costo total de la máquina.....	74

Resumen

El siguiente proyecto plantea el diseño y construcción de una máquina trituradora de morochillo entero, esta tiene como objetivo implementar la producción de morochillo partido para el consumo alimenticio de animales, de esta forma se evita la adquisición del producto partido. El proyecto consta de:

El capítulo uno, referente a la teoría destacada de la proveniencia del maíz, condiciones para que un maíz sea duro o suave, tipos de molinos con los que se podría realizar la molienda es por eso que se evalúa ciertos parámetros para la selección de la mejor alternativa de molino, y está la teoría de diseño que muestra características de los materiales que se emplean en la máquina y las fórmulas utilizadas para los cálculos.

El capítulo dos, cálculos para el diseño de los componentes del molino, se parte de la fuerza necesaria para lograr la fractura de un morochillo, la capacidad de la máquina que es 25 Kg/h, determinada por la demanda de pequeños negocios agrícolas.

La máquina consta del diseño de una cámara de molienda en la cual se encuentra un eje motriz con dos discos, los mismos que se encargan de transmitir movimiento a los ejes secundarios fijos portadores de los martillos, que se mueven por fuerza centrífuga triturando los granos de morochillo, consta también del diseño de partes como: Carcasa de la cámara molienda, tolva de entrada y salida del morochillo,

Los elementos son diseñados en base a especificaciones técnicas, por esta razón los que se encuentran en contacto con el alimento son de acero inoxidable, mientras que aquellos que no lo están son de acero al carbono.

El capítulo tres, costos que se tiene en el desarrollo del proyecto.

Palabras clave: Acero inoxidable, fuerza centrífuga, fuerza de corte, martillos trituradores, molienda.

Abstract

The next project involves the design and construction of a shredder machine morochillo whole, this aims to implement production morochillo match for the consumption of animal food, thus acquiring party product is avoided. The project consists of:

Chapter one concerning the leading theory of the origin of corn, conditions for a corn is hard or soft, types of major mills which could perform this grinding is why certain parameters are evaluated for selection best alternative millstone and design theory is showing characteristics of the materials used in the machine and formulas used for the respective calculations of each element within it.

Chapter two, calculations for the design of the components of the mill, is part of the force necessary to achieve a broken morochillo, is also required machine capacity is 25 kg/h, determined by the demand that has the business by small agricultural businesses nearby.

The machine consists of designing a grinding chamber in which is located a drive shaft with two discs, the same charge of transmitting movement to fixed countershafts carrying the hammers, which move by centrifugal force grinding grains morochillo, also it consists of design parts such as grinding chamber housing, hopper inlet and outlet morochillo, structure and drive system of the machine.

The elements are designed based on technical specifications, for these reasons they are in contact with food are made of stainless steel, while those who are not are carbon steel.

Chapter three, costs you have within the project

Keywords: Stainless steel, centrifugal force, Cutting force, crushing hammers, grinding.

Generalidades

Objetivos

Objetivo general

- Diseñar y construir una máquina trituradora para procesar morochillo entero en partido para la producción de balanceados.

Objetivos específicos

- Realizar el diseño de la máquina tomando en cuenta la capacidad de producción.
- Implementar la producción de morochillo partido, para el consumo alimenticio de animales.
- Disminuir costos para el negocio “Tienda de abarrotes y balanceados” por la producción de morochillo partido.

Alcance

- Diseño y construcción de una máquina trituradora de morochillo entero.
- Cálculos para dimensionamiento de elementos.
- Elección de materiales según especificaciones técnicas para cada elemento.
- Realización de planos para la construcción de la máquina.
- Ensamble y puesta en funcionamiento de la máquina

Introducción

El negocio, tienda de abarrotes y balanceados, ha visto siempre la necesidad de adquirir morochillo partido y entero a una distribuidora mayoritaria, debido a la incapacidad de obtener el producto partido desde el entero por la falta de una máquina que realice este proceso de trituración.

El negocio se ha venido manejando con la compra de los dos productos, donde el costo del quintal de morochillo partido es más alto que el del entero ya que necesita pasar por un proceso de molienda.

Por lo conocido, lo que se desea para el negocio es implementar una máquina que realice este proceso y en consecuencia dejar de adquirir quintales de morochillo partido logrando una reducción de costos.

A partir de conocimientos generales como el diseño de ejes, estructura, tomando en cuenta la capacidad requerida y una correcta selección de criterios para dimensionamiento se lleva a cabo el desarrollo específico de los elementos que componen la máquina.

Capítulo 1

1. Marco teórico

1.1 Maíz, Zea Mays.

En la figura 1 se observa el grano seco de morochillo.

Figura 1. Morochillo para la alimentación de animales



Figura 1. Cosecha de morochillo entero. **Fuente:** (Universo, 2011)

El maíz es el cereal de los pueblos y culturas del continente americano. Las más antiguas civilizaciones de América, desde los olmecas y teotihuacanos en Mesoamérica, hasta los incas y quechuas en la región andina de Sudamérica, estuvieron acompañadas en su desarrollo por esta planta. (Serratos Hernández, 2009)

Los granos suaves (choclo) y el maíz duro son el producto de la misma mata. Lo que los diferencia es la cantidad de tiempo que el agricultor demora en sacar el fruto. Para poderlo cosechar en su temporada de choclo, el agricultor debe recogerlo de la mata a los 70 días. Para conseguir un maíz duro, el agricultor debe esperar entre 100 y 120 días para recoger los frutos de los maizales. (Comercio, 2011)

1.2 Molienda.

La molienda es un proceso que consiste en la reducción de tamaño de un material sólido principalmente granos o frutas, la reducción se lleva a cabo fragmentando la muestra por medios mecánicos hasta el tamaño requerido.

1.3 Tipos de molinos.

1.3.1 Piedra de amolar manual

Esta consiste en dos discos planos tallados en piedra, el disco superior rota manualmente sobre el inferior que permanece estático. El material es introducido por un agujero ubicado en el disco superior, y luego de ser molido sale por el espacio entre los discos. (Ghosh, 1986, pág. 64)

1.3.2 Molino de platos

En este molino los discos de piedra han sido sustituidos por discos de hierro fundido con hendiduras cortantes sobre la superficie que roza. El grano es introducido en el centro y se parte sin triturarse, mientras se mueve hacia la periferia, por efecto de la rotación de las superficies en contacto. (Ghosh, 1986, pág. 65)

1.3.3 Molino de rodillos

Este molino consta de dos rodillos laminados que ruedan uno sobre otro, dejando una pequeña abertura a través de la cual pasa el grano durante la molienda. El rodillo motriz tiene un diámetro mayor y está montado sobre cojinetes fijos de antifricción. El rodillo más pequeño, movido por el anterior, generalmente está montado sobre cojinetes móviles y es presionado contra el rodillo motriz por una manivela operada manualmente, que hace tensión sobre un juego de fuertes resortes en espiral. El molino de rodillos generalmente produce una molienda gruesa y se usa para la preparación industrial de algunos cereales. (Ghosh, 1986, pág. 67)

1.3.4 Trituradora de mandíbulas

La trituradora se utiliza para moler materiales duros como sales o minerales, reduciéndolos a fragmentos de hasta un centímetro. Consta de dos mandíbulas de hierro fundido afiladas por los dos lados para exponer una nueva superficie de trabajo una vez que se desgaste una de ellas. Un volante pesado permite que trabaje suavemente; la trituración se obtiene por el movimiento excéntrico de la mandíbula móvil sobre la fija. (Ghosh, 1986, pág. 69)

1.3.5 Molino de martillos

Este molino tiene varios martillos de acero, montados sobre un eje que rota a una velocidad de 1500 a 4000 revoluciones por minuto. Los martillos son de tipo rígido u oscilante, estos golpean el material y reducen su tamaño hasta permitirle pasar a través de una criba que se halla en la tolva de salida. Las variaciones en la velocidad de rotación de los martillos y en el tamaño de las perforaciones de la criba permiten obtener diferentes grados de molienda. (Ghosh, 1986, pág. 69)

La capacidad real para una finura de producto depende de la potencia disponible, de la velocidad de los martillos y velocidad de alimentación, del material que se tritura, del tamaño de agujeros de la criba y de la dimensión del molino. (Ghosh, 1986, pág. 70)

1.3.6 Molino de bolas

Para el proceso de molienda se usa bolas de acero de diferentes diámetros y distinta dureza. Cuando el molino gira, las bolas junto con el mineral son elevados por el giro de una chaqueta subiendo hasta una altura determinada, de donde caen golpeando el material, chocándose entre ellas y contra la chaqueta interior. Este proceso es repetitivo. (Quitiaquez Sarzosa & Reina Yanque, 2011, pág. 30)

1.4 Parámetros a evaluar en la selección de la mejor alternativa

A continuación, se presentan las características a evaluar de las tres posibles opciones para una selección adecuada del molino.

- **Capacidad de la máquina**

La máquina debe satisfacer al requerimiento de producción que el negocio desee.

- **Grosor de las partículas a obtener**

En este caso se alimentará inicialmente aves recién nacidas, por lo que se requiere granos finos para sus primeras semanas de vida, y granos de mayor tamaño para continuar con su desarrollo en las semanas siguientes, por esto se necesita un molino que permita obtener diferente grosor del producto final.

- **Construcción**

Parámetro que determina que el construir la máquina es la mejor alternativa de inversión.

- **Compra**

Parámetro que evalúa que el comprar la máquina sería la mejor opción en cuanto a inversión.

- **Alquiler**

Lineamiento según el cual la mejor opción de inversión sería alquilar la máquina por temporadas.

- **Disponibilidad de materiales**

Se requiere que los materiales utilizados en la construcción sean de fácil obtención en el mercado.

- **Costos**

El costo total de la máquina debe ser el mínimo posible y estar dentro del presupuesto brindado, sin descuidar la calidad de materiales a emplear.

- **Facilidad de operación**

Parámetro que nos indica la facilidad de manipulación para el operario, reconociendo sin problemas botones como encendido y apagado.

- **Seguridad**

Parámetro con el que se desea obtener la mayor seguridad para quién manipula la máquina y personal cercano a ésta.

- **Mantenimiento**

El mantenimiento deseado debe ser de bajo costo y fácil de realizarlo.

Para la evaluación de los parámetros se utilizará los siguientes rangos de calificación:

De 1 a 3: La máquina no cumple con el requisito deseado.

De 4 a 6: La máquina cumple parcialmente con el parámetro, pero no en el nivel deseado.

De 7 a 8: La máquina cumple con el requisito deseado, pero en lo referente a costos sobrepasa el presupuesto.

De 9 a 10: La máquina cumple satisfactoriamente con el requisito y el costo está dentro del presupuesto establecido.

1.5 Evaluación de alternativas

En tabla 1 se realiza la comparación de parámetros, los cuales nos llevan a definir la mejor alternativa entre tres tipos de molinos con los que se pudiera realizar la molienda de morochillo.

Tabla 1. Parámetros y selección de alternativas

Parámetro	M. de discos Alternativa 1	M. de rodillos Alternativa 2	M. de martillos Alternativa 3
Capacidad de la máquina	8	7	9
Grosor de las partículas	7	8	8
Construcción	8	7	9
Compra	9	7	7
Alquiler	9	9	8
Disponibilidad de materiales	9	9	9
Costos	8	7	9
Facilidad de operación	6	8	8
Seguridad	7	9	9
Mantenimiento	9	8	8
Total	80	79	84

Nota: Parámetros a considerar para la selección correcta de una alternativa. **Elaborado por:** D.

Carrera y J. Vargas, 2016.

Por lo tanto, se determina que la alternativa 3 “Molino de martillos”, es la opción que ofrece mejores características para realizar el proceso de molienda del morochillo.

1.6 Selección de materiales

1.6.1 Tipos de acero

Se denomina acero a la aleación hierro carbono cuyo contenido está entre 0,1% y 1,76%, además de este elemento están presentes porcentajes de silicio, fósforo, azufre, manganeso entre otros, los cuales brindan diferentes tipos de características y propiedades mecánicas.

Los diferentes tipos de acero se agrupan en cinco clases principales: aceros al carbono, aceros aleados, aceros de baja aleación ultrarresistentes, aceros inoxidable y aceros de herramientas. (Moreno, 2008, pág. 198)

1.6.1.1 Aceros al carbono – Acero de transmisión AISI 1010

Tipo de aleación: C \leq 0.26 Si \leq 0.40 Mn 0.8-1.2 P \leq 0.04 S \leq 0.05 %

Tabla 2. Propiedades mecánicas acero de transmisión

Esfuerzo de fluencia		Esfuerzo de tracción		Elongación
(kg/mm ²)	MPa	(kg/mm ²)	Mpa	%
25,5(min)	250	40,8(min)	400	20(min)

Nota: Propiedades mecánicas del acero AISI 1010. **Fuente:** (Otero, 2008)

Características: Acero estructural adecuado para la fabricación de vigas soldadas, estructuras remachadas y atornilladas, piezas para puentes, base de columnas y depósitos de combustibles.

Empleo: Se lo utilizará en la fabricación de las tolvas de entrada y salida, la estructura que tendrá la máquina y poleas para transmisión de potencia.

1.6.1.2 Aceros inoxidables - Acero inoxidable AISI 304

Tipo de aleación: C 0.05 máximo Si 0.50 Mn 1.4 Cr 19.00 Ni 10.00 %

Propiedades: Acero inoxidable austenítico al cromo – níquel con bajo contenido de carbono. Resiste al efecto corrosivo del medio ambiente, agua, ácidos y vapor, así como de soluciones alcalinas si se emplea con la superficie pulida espejo. Resistente a la corrosión intercrystalina hasta 300 °C. Fácil mecanizado. (BOHLER, 2007, pág. 43)

Empleo: Se utilizará en la fabricación de martillos trituradores, separadores, ejes secundarios, discos porta ejes, eje principal, carcaza superior, tapa de la cámara de molienda, parte de la tolva de salida, ya que las partes que están en contacto con alimentos deben ser de este material.

Tabla 3. Propiedades mecánicas acero inoxidable

Producto	Dimensiones	Límite de fluencia N/mm ²	Resistencia a la tracción N/mm ²
Barras	≥ 160	338	520
	$>160 \leq 250$		

Nota: Propiedades mecánicas del acero AISI 304. **Fuente:** (BOHLER, 2007, pág. 43)

1.7 Teoría de diseño

Un miembro sometido a carga, falla cuando se rompe o deforma en exceso, lo que lo hace inaceptable para el propósito pretendido, por ello es esencial que el nivel de esfuerzo aplicado nunca exceda la resistencia máxima a la tensión o la resistencia a la cedencia del material.

1.7.1 Diseño de eje bajo cargas estáticas

Esfuerzo a flexión en sección circular

$$\sigma = \frac{32M}{\pi D^3} \quad (\text{Budynas \& Nisbett , 2008, pág. 355})$$

Ec. 1-1

Esfuerzo de torsión en sección circular

$$\tau_{xy} = \frac{16T}{\pi D^3} \quad (\text{Budynas \& Nisbett , 2008, pág. 355})$$

Ec. 1-2

Teoría de la máxima energía de deformación

$$[\sigma]_{eq} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma] \quad (\text{Budynas \& Nisbett , 2008, pág. 356})$$

Ec. 1-3

$$[\sigma] = \frac{S_y}{F_s}$$

Ec. 1-4

Donde:

σ : Esfuerzo normal (Pa)

M: Momento máximo (N.m)

τ_{xy} : Esfuerzo cortante (Pa)

T: Torque máximo (N. m)

S_y : Esfuerzo de fluencia

F_s : Factor de diseño

1.7.2 Diseño a fatiga

$$[\sigma] = \frac{S_e}{F_s}$$

Ec. 1-5

Se: Limite de resistencia a la fatiga

$$S_e = S_e' * K_a * K_b * K_c * K_d * K_e \quad (\text{Budynas \& Nisbett, 2008, pág. 279})$$

Ec. 1-6

Ka: Factor de superficie

$$K_a = a S_{ut}^b \quad (\text{Budynas \& Nisbett, 2008, pág. 279})$$

Ec. 1-7

En la tabla 4 se presentan el factor a y su exponente b para el cálculo de factor de superficie.

Tabla 4. Parámetros en el factor de la condición superficial

Acabado superficial	Factor a		Exponente b
	S_{ut} kpsi	S_{ut} MPa	
Esmerilado	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o laminado en frío	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Como sale de la forja	39.9	272.	-0.995

Nota: Factores a y b para acabados superficiales. **Fuente:** (Budynas & Nisbett, 2008, pág. 280)

Kb: Factor de tamaño

En la tabla 5 se evidencia el factor de tamaño dependiendo del diámetro del eje en el que se requiera un análisis a fatiga.

Tabla 5. Parámetros en el factor de la condición superficial k_b

$$k_b = \begin{cases} (d/0.3)^{-0.107} = 0.879d^{-0.107} & 0.11 \leq d \leq 2 \text{ pulg} \\ 0.91d^{-0.157} & 2 < d \leq 10 \text{ pulg} \\ (d/7.62)^{-0.107} = 1.24d^{-0.107} & 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1.51d^{-0.157} & 51 < d \leq 254 \text{ mm} \end{cases}$$

Nota: Factor de tamaño K_b . **Fuente:** (Budynas & Nisbett , 2008, pág. 280)

Para carga axial no hay efecto de tamaño, por lo cual: $K_b=1$

K_c : Factor de tipo de carga

(Budynas & Nisbett , 2008, pág. 282)

Ec. 1-8

$K_c = 0.923$ carga axial si $S_{ut} \leq 220 \text{ KSI}$

$K_c = 1$ carga axial si $S_{ut} > 220 \text{ KSI}$

$K_c = 1$ flexión

$K_c = 0.577$ torsión

K_d : Factor de temperatura

$$K_d = \frac{S_T}{S_{RT}}$$

(Budynas & Nisbett , 2008, pág. 283)

Ec. 1-9

S_T : Resistencia a la tensión a temperatura de operación

S_{RT} : Resistencia a la tensión a temperatura ambiente

En la tabla 6 se encuentra el factor de temperatura, considerada esta en grados centígrados y Fahrenheit.

Tabla 6. Efecto de la temperatura de operación en la resistencia a la tensión

Temperatura, °C	S_T/S_{RT}	Temperatura, °F	S_T/S_{RT}
20	1.000	70	1.000
50	1.010	100	1.008
100	1.020	200	1.020
150	1.025	300	1.024
200	1.020	400	1.018
250	1.000	500	0.995
300	0.975	600	0.963
350	0.943	700	0.927
400	0.900	800	0.872
450	0.843	900	0.797
500	0.768	1 000	0.698
550	0.672	1 100	0.567
600	0.549		

Nota: Factor de temperatura Kd. **Fuente:** (Budynas & Nisbett , 2008, pág. 283)

Ke: Factor de efectos diversos

$$K_e = \frac{1}{k_f} \quad (\text{Budynas \& Nisbett , 2008, pág. 284})$$

Ec. 1-10

Kf: Factor de efectos diversos

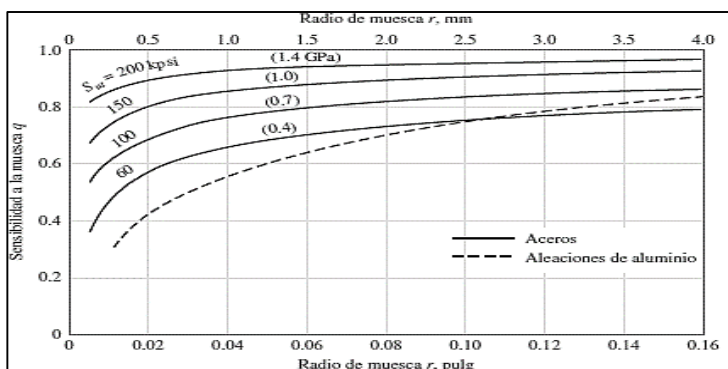
$$K_f = 1 + q * (k_t - 1) \quad (\text{Budynas \& Nisbett , 2008, pág. 287})$$

Ec. 1-11

q: Factor de sensibilidad

kt: Factor de concentración del esfuerzo

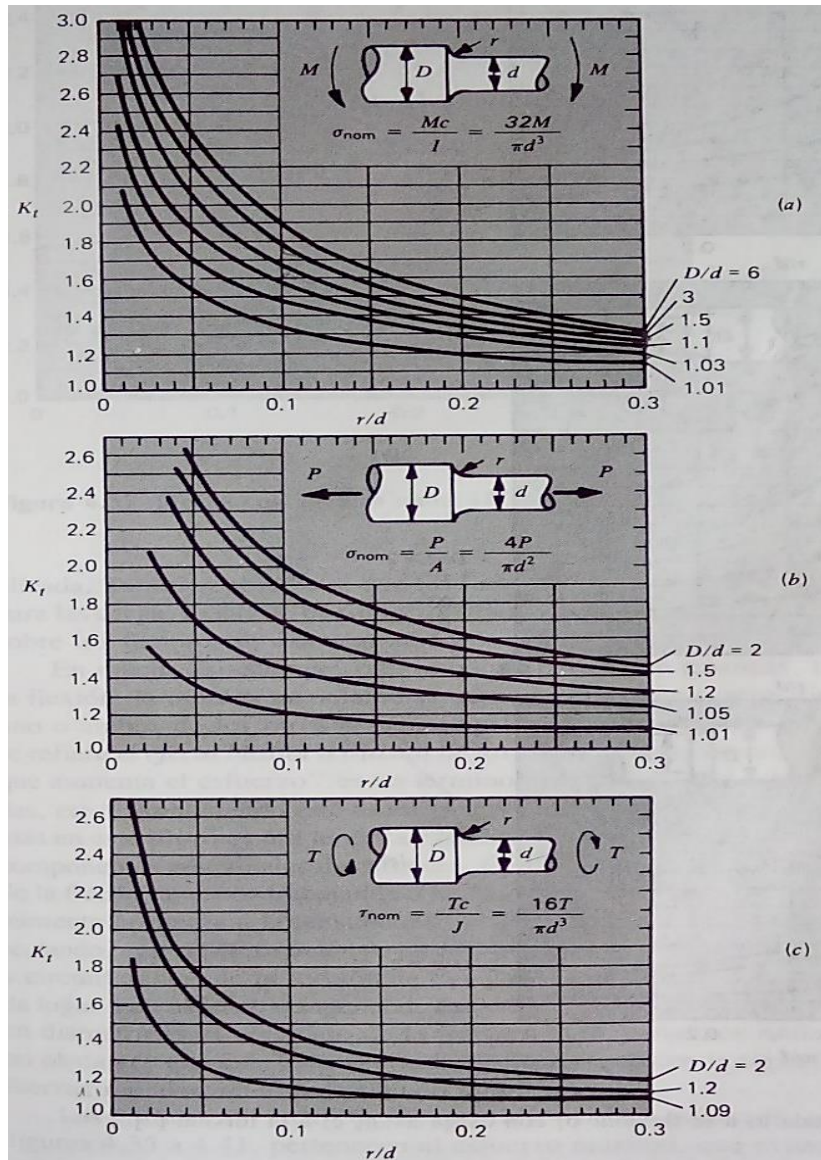
Tabla 7. Sensibilidad a la muesca q



Nota: Muesca en aceros y aleaciones de aluminio forjado. **Fuente:** (Budynas & Nisbett , 2008, pág. 287)

En la tabla 8 se ilustra el factor de concentración de esfuerzos k_t con las relaciones que se muestran en la gráfica.

Tabla 8. Factores de concentración de esfuerzos



Nota: Opciones a, b y c para la concentración de esfuerzos. **Fuente:** (Juvinal, 1996, pág. 127)

1.7.3 Motor

Los beneficios de un motor eléctrico trifásico sobre un monofásico:

La producción de las máquinas trifásicas es aproximadamente 1.5 veces mayor que la de las máquinas monofásicas similares en tamaño. Así mismo para un tamaño y voltaje dado, un motor trifásico ocupa menos espacio y es menos costoso que un monofásico.

Los motores trifásicos son de autoarranque ya que es posible producir campos magnéticos rotatorios con bobinados estacionarios.

Los sistemas trifásicos dan una salida estable.

Una alimentación monofásica puede obtenerse de los circuitos trifásicos pero trifásica no puede obtenerse de un motor monofásico. (TodoProductividad, 2012)

1.7.4 Selección de chumaceras

Las aplicaciones de rodamientos por lo común requieren vidas diferentes a las usadas para las capacidades de catálogo. Palmgren determinó que la vida de los rodamientos de bola es inversamente proporcional a casi la tercera potencia de la carga. Estudios posteriores han indicado que este exponente varía entre 3 y 4 para diversos cojinetes con elementos rodantes.

Este libro usará el exponente 10/3 para ambos tipos de rodamientos.

$$L = L_R \left(\frac{C}{F_R} \right)^{3.33} \quad (\text{Jvinall, 1996, pág. 493})$$

Ec. 1-12

Donde:

C: Capacidad nominal.

L_R : Vida correspondiente a la capacidad nominal.

F_R : Carga radial implicada en la aplicación.

L: Vida correspondiente a la carga radial F_R o vida requerida por la aplicación.

En la tabla 9 se seleccionará un rodamiento de acuerdo al eje obtenido en cálculos.





Tabla 9. Capacidades nominales de cojinetes. Vida de 90% de confiabilidad

Diám. Interior. (mm)	Radial de bolas, $\alpha = 0^\circ$			Angular de bolas, $\alpha = 25^\circ$			Rodillos		
	L00 Xlt (kN)	200 lt (kN)	300 med (kN)	L00 Xlt (kN)	200 lt (kN)	300 med (kN)	1000 Xlt (kN)	1200 lt (kN)	1300 med (kN)
10	1.02	1.42	1.90	1.02	1.10	1.88			
12	1.12	1.42	2.46	1.10	1.54	2.05			
15	1.22	1.56	3.05	1.28	1.66	2.85			
17	1.32	2.70	3.75	1.36	2.20	3.55	2.12	3.80	4.90
20	2.25	3.35	5.30	2.20	3.05	5.80	3.30	4.40	6.20
25	2.45	3.65	5.90	2.65	3.25	7.20	3.70	5.50	8.50
30	3.35	5.40	8.80	3.60	6.00	8.80	2.40*	8.30	10.0
35	4.20	8.50	10.6	4.75	8.20	11.0	3.10*	9.30	13.1
40	4.50	9.40	12.6	4.95	9.90	13.2	7.20	11.1	16.5
45	5.80	9.10	14.8	6.30	10.4	16.4	7.40	12.2	20.9
50	6.10	9.70	15.8	6.60	11.0	19.2	5.10*	12.5	24.5
55	8.20	12.0	18.0	9.00	13.6	21.5	11.3	14.9	27.1
60	8.70	13.6	20.0	9.70	16.4	24.0	12.0	18.9	32.5
65	9.10	16.0	22.0	10.2	19.2	26.5	12.2	21.1	38.3
70	11.6	17.0	24.5	13.4	19.2	29.5		23.6	44.0
75	12.2	17.0	25.5	13.8	20.0	32.5		23.6	45.4
80	14.2	18.4	28.0	16.6	22.5	35.5	17.3	26.2	51.6
85	15.0	22.5	30.0	17.2	26.5	38.5	18.0	30.7	55.2
90	17.2	25.0	32.5	20.0	28.0	41.5		37.4	65.8
95	18.0	27.5	38.0	21.0	31.0	45.5		44.0	65.8
100	18.0	30.5	40.5	21.5	34.5		20.9	48.0	72.9
105	21.0	32.0	43.5	24.5	37.5			49.8	84.5
110	23.5	35.0	46.0	27.5	41.0	55.0	29.4	54.3	85.4
120	24.5	37.5		28.5	44.5			61.4	100.1
130	29.5	41.0		33.5	48.0	71.0	48.9	69.4	120.1
140	30.5	47.5		35.0	56.0			77.4	131.2
150	34.5			39.0	62.0		58.7	83.6	
160								113.4	
180	47.0			54.0			97.9	140.1	
200								162.4	
220								211.3	
240								258.0	

Nota: Diámetros existentes para elegir rodamientos. **Fuente:** (Juvinall, 1996, pág. 493)

1.7.5 Bandas

Tabla 10. Características de algunos tipos comunes de bandas.

Tipo de banda	Figura	Unión	Intervalo de tamaños	Distancia entre centros
Plana		Sí	$t = \begin{cases} 0.03 \text{ a } 0.20 \text{ pulg} \\ 0.75 \text{ a } 5 \text{ mm} \end{cases}$	No hay límite superior
Redonda		Sí	$d = \frac{1}{8} \text{ a } \frac{3}{4} \text{ pulg}$	No hay límite superior
Tipo V		Ninguna	$b = \begin{cases} 0.31 \text{ a } 0.91 \text{ pulg} \\ 8 \text{ a } 19 \text{ mm} \end{cases}$	Limitada
De sincronización		Ninguna	$p = 2 \text{ mm y mayor}$	Limitada

Nota: Tipos de bandas para diferentes aplicaciones. **Fuente:** (Budynas & Nisbett, 2008, pág. 860)

En la figura 2 se muestra los ángulos que se deben considerar en el cálculo de transmisión de potencia con bandas.

Figura 2. Características de algunos tipos comunes de bandas

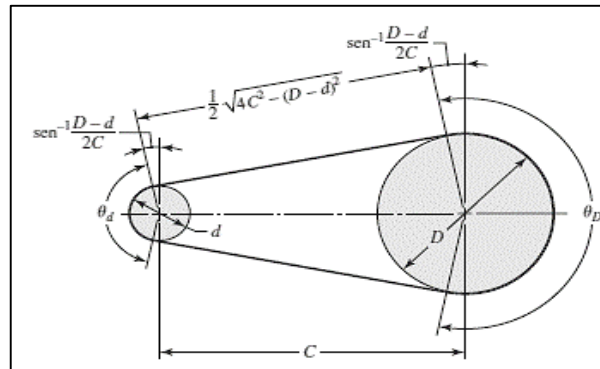


Figura 2. Fórmulas para el cálculo de bandas. **Fuente:** (Budynas & Nisbett , 2008, pág. 860)

$$\theta_d = \pi - 2 \cdot \text{sen}^{-1} \frac{D - d}{2c}$$

Ec. 1-13

$$\theta_D = \pi + 2 \cdot \text{sen}^{-1} \frac{D - d}{2c}$$

Ec. 1-14

$$L = \sqrt{4c^2 - (D - d)^2} + \frac{1}{2} (D\theta_D + d\theta_d)$$

Ec. 1-15

(Budynas & Nisbett , 2008, pág. 860)

Donde:

D: Diámetro mayor.

d: Diámetro menor.

c: Distancia entre ejes.

θ_D , θ_d : Mayor longitud comprendida entre puntos tangentes originados por la banda y la polea.

L: Longitud de la banda.

1.7.6 Soldadura

Se utiliza una soldadura a tope y dependen los materiales a ser usados para la selección correcta de los electrodos.

$$\sigma = \frac{F}{hl}$$

Ec. 1-16

(Budynas & Nisbett , 2008, pág. 460)

En la figura 3 se muestra los componentes de un cordón de soldadura con carga a tensión y cortante.

Figura 3. Carga a tensión y carga cortante

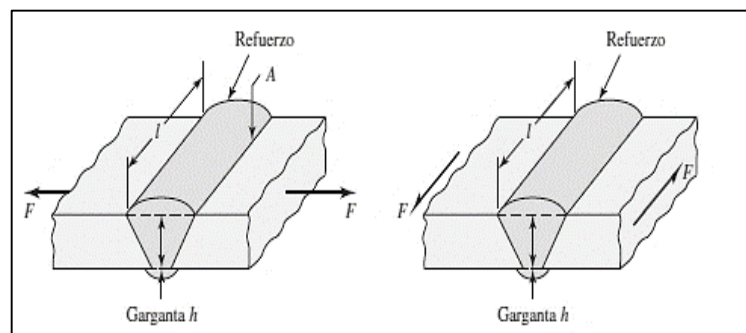


Figura 3. Cargas presentes en soldadura. **Fuente:** (Budynas & Nisbett , 2008, pág. 460)

F: Carga de tensión

h: Garganta de la soldadura

l: Longitud de la soldadura

Se puede apreciar en la figura que en el valor de h no se toma en cuenta el refuerzo, este se lo puede aumentar si se desea, pero cuando existen cargas a fatiga se lo debe esmerilar.

- **Selección de electrodos.**

Electrodo 308L

El electrodo 308L posee un revestimiento rutílico, que lo hace apto para soldar aceros inoxidables, por lo que con este electrodo se suelda:

Carcasa superior, eje principal con anillos para el acople de discos, guías para la criba.

Electrodo 6011

El electrodo 6011 posee un revestimiento de tipo celulósico diseñado para ser utilizado en todas las aplicaciones de soldadura en acero dulce.

1.7.7 Selección de accesorios

- **Pernos de anclaje**

Son utilizados para la fijación en diferentes aplicaciones. La rigidez y la resistencia son determinadas por el acoplamiento del hormigón con el vástago del perno.

Anclaje tipo cuña- carga alta

Fabricados de acero de bajo carbono galvanizado, su anclaje es controlado por torsión y completamente roscado, es apropiado para aplicaciones en concreto sólido.

En la tabla 11 se muestra los pernos de anclaje tipo cuña existentes en el mercado

Tabla 11. Pernos de anclaje tipo cuña

DIMENSIÓN	TAMAÑO DEL ANCLAJE				
	1/4"	3/8"	1/2"	5/8"	3/4"
Tamaño de la broca	1/4"	3/8"	1/2"	5/8"	3/4"
Orificio en la pieza	5/16"	7/16"	9/16"	11/16"	13/16"
Tamaño de la rosca	1/4"-20	3/8"-16	1/2"-13	5/8"-11	3/4"-10
Altura de la tuerca	7/32"	21/64"	7/16"	35/64"	41/64"
Diámetro ext. de la arandela	5/8"	13/16"	1 1/16"	1 3/4"	2"
Tamaño de la llave	7/16"	9/16"	3/4"	15/16"	1 1/8"
Torsión ajuste máximo (pies-libras)	8	28	60	90	175

Nota: Factores a considerar al elegir un perno de anclaje. **Fuente:** (La casa del perno, 2015)

- **Selección de pernos**

Pernos en acero inoxidable AISI 304

Se utiliza acero inoxidable ya que se encuentran en contacto con el producto a moler, están en la sujeción de los elementos del mecanismo de molienda.

En la tabla 12 se muestran los pernos de acero inoxidable con sus respectivos pasos.

Tabla 12. Pernos de acero inoxidable

DIAMETRO	PASOS						LLAVE
	0,7	0,8	1,00	1,25	1,5	1,75	
M4	x						7
M5		x					8
M6			x				10
M8				x			13
M10					x		17
M12						x	19

Nota: Diámetros de pernos existentes con pasos estándar. **Fuente:** (La casa del perno, 2015)

Pernos de acero al carbono

Se utilizan en la sujeción del motor y de las chumaceras a la estructura, los cuales no están en contacto con el producto alimenticio.

En la tabla 13 se observan los diferentes tipos de grados que tienen los pernos en base a la cantidad de carbono que posee el material.

Tabla 13. Pernos de acero al carbono Norma SAE

NUMERO DE GRADO	MATERIAL	CARGA DE PRUEBA (KPSI)	ESFUERZO DE RUPTURA (KPSI)
1 , 2	Acero de bajo carbono ó acero al carbono	55 - 33	74 - 60
5	Acero al carbono, templado y revenido	85 - 74	120 - 105
5.2	Acero de bajo carbono martensítico, templado y revenido	85	120
7	Acero al carbono aleado, templado y revenido	105	133
8	Acero al carbono aleado, templado y revenido	120	150
8.2	Acero de bajo carbono martensítico, templado y revenido	120	150

Nota: El grado de los pernos se da de acuerdo al esfuerzo de ruptura. **Fuente:** (La casa del perno, 2015)

- **Chavetas:** La tabla 14 se utilizará para la selección de chaveta de acuerdo al eje obtenido en cálculos.

Tabla 14. Selección de chavetas

Pasadores y chavetas	CHAVETAS PARALELAS SERIE NORMAL	TABLA 18 . 13
----------------------	------------------------------------	---------------

--	--

CHAVETA								
Sección <i>b</i> × <i>h</i>	Ancho <i>b</i>		Altura <i>h</i>		Chaflán <i>b</i> ₁		Longitud <i>l</i>	
	Nominal	Toler. <i>h</i> 9	Nominal	Toler. <i>h</i> 9 y <i>h</i> 11	Mínima	Máximo	De...	...a
4 × 4	4	0	4	0	0,16	0,25	8	45
5 × 5	5	0	5	0	0,25	0,40	10	56
6 × 6	6	-0,030	6	-0,030	0,25	0,40	14	70
8 × 7	8	0	7		0,25	0,40	18	90
10 × 8	10	-0,036	8		0,40	0,60	22	110
12 × 8	12		8	0	0,40	0,60	28	140
14 × 9	14	0	9	-0,090	0,40	0,60	36	160
16 × 10	16	-0,043	10		0,40	0,60	45	180
18 × 11	18		11		0,40	0,60	50	200
20 × 12	20		12		0,40	0,80	56	220
22 × 14	22	0	14	0	0,60	0,80	63	250
25 × 14	25	-0,052	14	-0,110	0,60	0,80	70	280
28 × 16	28		16		0,60	0,80	80	320
32 × 18	32		18		0,60	0,80	90	360
36 × 20	36	0	20		0,60	1,20	100	400
40 × 22	40	-0,062	22	0	1,00	1,20	—	—
45 × 25	45		25	0,130	1,00	1,20	—	—
50 × 28	50		28		1,00	1,20	—	—
56 × 32	56		32		1,00	2,00	—	—
63 × 32	63	0	32		1,60	2,00	—	—
70 × 36	70	-0,074	36	0	1,60	2,00	—	—
80 × 40	80		40	-0,160	2,50	3,00	—	—
90 × 45	90	0	45		2,50	3,00	—	—
100 × 50	100	-0,087	50		2,50	3,00	—	—

CHAVETERO													
Diámetro del eje <i>d</i>		Sección de la chaveta <i>b</i> × <i>h</i>	Nominal	Ancho <i>b</i> ₁ tolerancia				Profundidad				Chaflán <i>R</i> ₁	
				Clase de ajuste del enchavetado				Eje <i>h</i> ₁					
				Libre		Normal		Ajustado	Eje <i>h</i> ₁		Cubo <i>h</i> ₂		
Más de	hasta		Eje <i>h</i> 9	Cubo <i>D</i> 10	Eje <i>N</i> 9	Cubo <i>Js</i> 9	Eje y cubo <i>p</i> 9	Nominal	Toler.	Nominal	Toler.	Min.	Máx.
10	12	4 × 4	4				-0,012	2,5		1,8		0,08	0,16
12	17	5 × 5	5	+0,030	+0,078	0	-0,042	3	+0,1	2,3	+0,1	0,16	0,25
17	22	6 × 6	6	0	+0,030	-0,030	±0,015	3,5	0	2,8	0	0,16	0,25
22	30	8 × 7	8	+0,036	+0,098	0	-0,015	4		3,3		0,16	0,25
30	38	10 × 8	10	0	+0,040	-0,036	±0,018	5		3,3		0,25	0,40
38	44	12 × 8	12				-0,051	5		3,3		0,25	0,40
44	50	14 × 9	14	+0,043	+0,120	0	-0,018	5,5		3,8		0,25	0,40
50	58	16 × 10	16	0	+0,050	-0,043	±0,0215	6		4,3		0,25	0,40
58	65	18 × 11	18				-0,061	7	+0,2	4,4	+0,2	0,25	0,40
65	75	20 × 12	20					7,5	0	4,9	0	0,40	0,60
75	85	22 × 14	22	+0,052	+0,149	0	-0,022	9		5,4		0,40	0,60
85	95	25 × 14	25	0	+0,065	-0,052	±0,026	9		5,4		0,40	0,60
95	110	28 × 16	28				-0,074	10		6,4		0,40	0,60
110	130	32 × 18	32					11		7,4		0,40	0,60
130	150	36 × 20	36					12		8,4		0,70	1,00
150	170	40 × 22	40	+0,062	+0,180	0	-0,026	13		9,4		0,70	1,00
170	200	45 × 25	45	0	+0,080	-0,062	±0,031	15		10,4		0,70	1,00
200	230	50 × 28	50				-0,088	17		11,4		0,70	1,00
230	260	56 × 32	56					20	+0,3	12,4	+0,3	0,70	1,00
260	290	63 × 32	63	+0,074	+0,220	0	-0,032	20	0	12,4	0	1,20	1,60
290	330	70 × 36	70	0	+0,100	-0,074	±0,037	22		14,4		1,20	1,60
330	380	80 × 40	80				-0,106	25		15,4		2,00	2,50
380	440	90 × 45	90	+0,087	+0,260	0	-0,037	28		17,4		2,00	2,50
400	500	100 × 50	100	0	+0,120	-0,087	±0,0435	31		19,5		2,00	2,50

Nota: Dimensionamiento de chavetas. **Fuente:** (Larburu Arrizabalaga, 2008, pág. 518)

Teoría de diseño de martillos

- Momento

$$M = F_c * L \quad (\text{Larburu Arrizabalaga, 2008, pág. 121})$$

Ec. 1-17

Donde:

F_c : Fuerza de corte, necesaria para romper un grano de morochillo

L : Longitud del martillo

Mientras que el momento de inercia del martillo está dado por:

$$M = I * \alpha \quad (\text{Larburu Arrizabalaga, 2008, pág. 127})$$

Ec. 1-18

Donde:

I : Inercia del martillo respecto a su geometría

α : Aceleración angular

La inercia del martillo en su geometría es:

$$I = \frac{1}{3} mL^2 \quad (\text{Larburu Arrizabalaga, 2008, pág. 128})$$

Ec. 1-19

m : Masa del martillo

L : Longitud del martillo

- Velocidad angular en movimiento circular

$$W^2 = W_0^2 + 2\alpha (\theta - \theta_0) \quad (\text{Larburu Arrizabalaga, 2008, pág. 117})$$

Ec. 1-20

Donde:

W: Velocidad angular final

W_0 : Velocidad angular inicial

α : Aceleracion angular

θ : Espacio recorrido final

θ_0 : Espacio recorrido inicial

Capítulo 2

2. Cálculos

Para el diseño se requiere como dato inicial la fuerza necesaria para lograr la fractura de un morochillo (fuerza de corte).

La dureza de un grano incrementa a medida que aumenta el grado de madurez de este, es decir el tiempo de cosecha. En promedio el maíz tarda entre 100 y 120 días después de haber sido sembrado en estar listo para la cosecha como maíz duro, (Comercio, 2011), por esto y por la variedad de especies es que su dureza varía en promedio de 1 kg a 5,2 kg. (Cartaya, Ortiz , & Bejarano , 1990).

Para el caso particular de este proyecto se calcula la fuerza de la siguiente manera:

2.1 Ensayo para determinar la fuerza de corte

Esta fuerza fue obtenida a partir de un procedimiento experimental que se ilustra en la figura 4, el grano de morochillo es comprimido con un playo (barra horizontal en el diagrama) hasta su fractura con una fuerza que es medida con un dinamómetro, el proceso se repite cinco veces debido a que los valores obtenidos fueron similares.

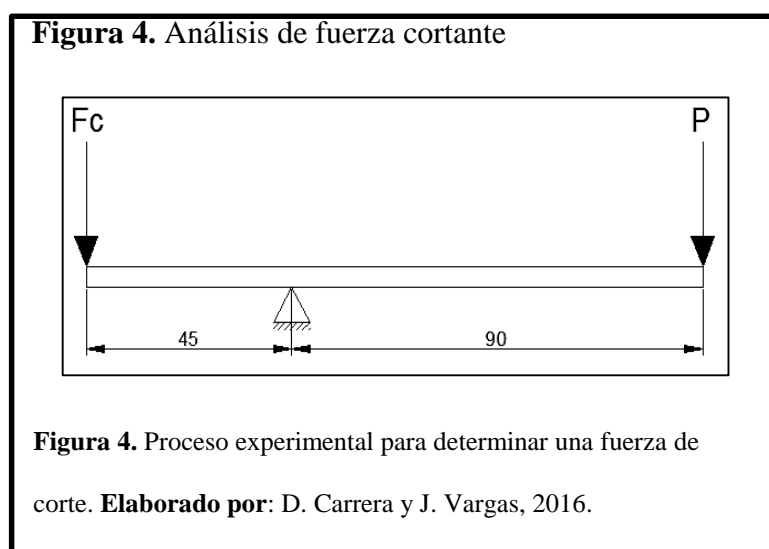


Tabla 15. Análisis de fuerza de corte

Número de muestra	Peso de la muestra	Fuerza medida P Kg	Fuerza de corte $F_c \times 45 = P \times 90$	Fuerza de corte N
1	0,2	2	4	39,2
2	0,3	2,5	5	49
3	0,5	2	4	39,2
4	0,2	2,5	5	49
5	0,3	2	4	39,2
Promedio fuerza de corte				43,1 N

Nota: La fuerza de corte es un promedio entre cinco muestras. **Elaborado por:** D. Carrera y J. Vargas, 2016.

La fuerza en promedio para la ruptura de un grano de morochillo es de 43 N, dato con el cual se inicia en los diseños.

2.2 Diseño del martillo

El martillo se encuentra girando a una velocidad angular (W) con respecto al centro de giro (O). Cuando choca con el grano, éste genera un momento (M) debido a la fuerza con la que impacta el martillo al grano, éste momento está dado por:

$$M = F_c * L$$

Figura 5. Fuerza de corte

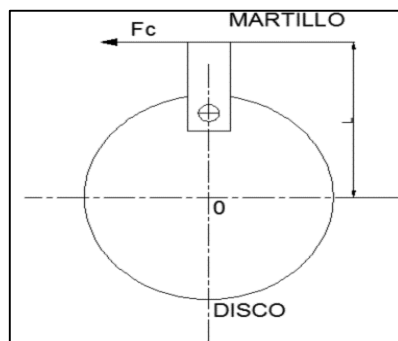


Figura 5. El momento se da a partir de una fuerza y distancia.

Elaborado por: D. Carrera y J. Vargas, 2016.

Mientras que el momento de inercia del martillo está dado por:

$$M = I * \alpha$$

La inercia del martillo que gira con respecto a su extremo y por su geometría rectangular, se define en:

$$I = \frac{1}{3} mL^2$$

Al igualar las ecuaciones 1-17 y 1-18 se tiene:

$$F_c * L = I * \alpha$$

Y, reemplazando la inercia en esta ecuación, para obtener una masa del martillo, se obtiene:

$$m = \frac{F_c * 3}{\alpha * L}$$

Ec. 2-1

En el cálculo de la masa se observa la aceleración angular del martillo, por lo tanto se analiza su movimiento circular utilizando la ecuación 1-20 y se tiene que:

$$W^2 = W_0^2 + 2\alpha (\theta - \theta_0)$$

Donde el valor de la velocidad angular recomendable para el martillo (W), es 2500rev/min. (Bermeo, 2014)

Si W_0^2 y $\theta_0 = 0$, $W=2500$ rev/min = 261.8 rad/s $\wedge \theta = 2\pi$ se tiene que la aceleración angular es:

$$\alpha = \frac{W^2}{2 * 2\pi}$$

$$\alpha = \frac{261.8^2}{2 * 2\pi} = 5454.1 \text{ rad/s}^2$$

La aceleración permitirá obtener una masa del martillo, con la ecuación 2-5.

2.2.1 Cálculo del radio de giro

Se sabe que la energía necesaria para romper un grano de morochillo se obtuvo experimentalmente, basándose en la ley Charpy cuyo ensayo fue demostrar que la energía potencial que tiene un objeto metálico de 450g a 15cm de altura provocaba el rompimiento del grano, por lo cual:

$$E_{\text{ruptura}} = m * g * h \quad (\text{Bueche, 2003, pág. 90})$$

Ec. 2-2

$$E_{\text{ruptura}} = 0.45 \text{ Kg} * \frac{9.8 \text{ m}}{\text{s}^2} * 0.15 \text{ m} = 0.66 \text{ J}$$

El martillo en posición de trabajo, cuando está girando, y choca contra el grano presenta energía cinética, así:

$$E_{\text{cinética}} = \frac{1}{2} m_{\text{grano}} V^2 \quad (\text{Bueche, 2003, pág. 90})$$

Ec. 2-3

Se realiza una medición de pesos con 5 muestras Masa del grano promedio 0.3 gramos.

Al igualar las dos energías se obtiene una velocidad tangencial:

$$m_{\text{objeto}} * g * h = \frac{1}{2} m_{\text{grano}} V^2$$

Y despejando la velocidad se tiene:

$$V = \sqrt{\frac{2 * m_{\text{objeto}} * g * h}{m_{\text{grano}}}}$$

$$V = \sqrt{\frac{2 * 450 * 9.8 * 0.15}{0.3}}$$

$$V = 66.4 \text{ m/s}$$

La velocidad tangencial está en base también a la velocidad angular y el radio de giro que es el que se quiere encontrar. $W=2500 \text{ rev/min} = 261.8 \text{ rad/s}$

$$V = W * R \quad (\text{Larburu Arrizabalaga, 2008, pág. 114})$$

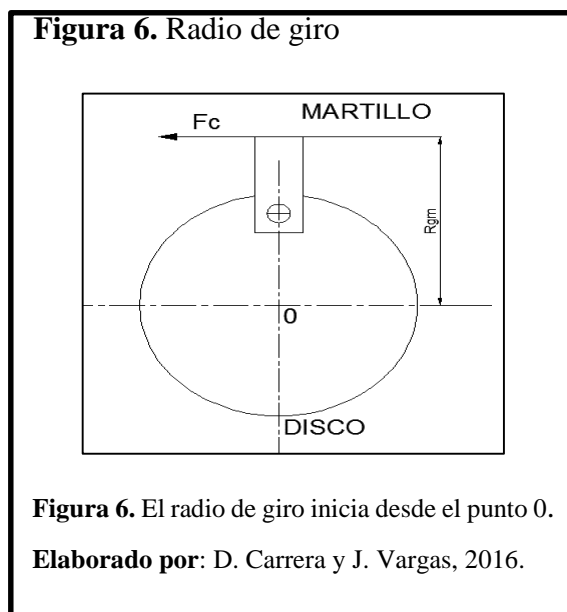
Ec. 2-4

$$R = \frac{66.4}{261.8} = 0.25 \text{ m}$$

Obtenido el valor de radio de giro se puede tener una idea aproximada de cuál debe ser la medida del martillo, así como del disco portamartillos y por consiguiente la de la carcasa.

La longitud del martillo se establece en 10 cm y se verificará si es la medida óptima con base en cálculos tomando en cuenta la fuerza de corte que necesita vencer el martillo y el área reducida, donde se concentran los esfuerzos, del filo de la perforación hasta la periferia del martillo en su espesor.

En la figura 6 se indica la disposición de la fuerza de corte y el radio de giro del martillo (R_{gm}) que se ha calculado.



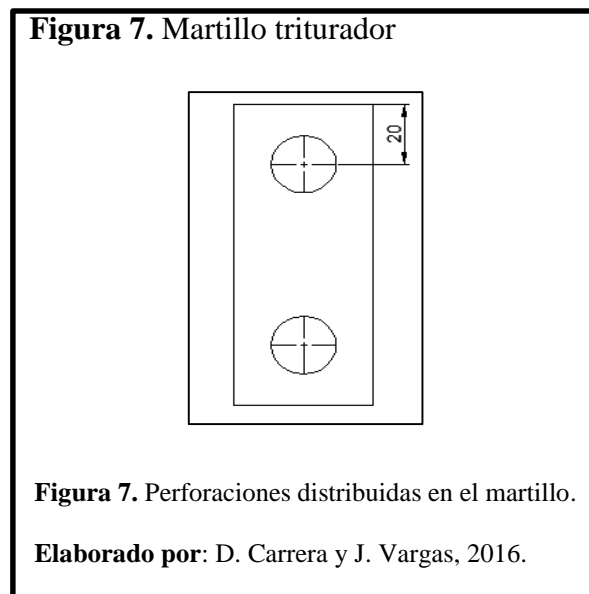
Con la longitud propuesta se obtiene una masa del martillo, utilizando la ec. 2-1.

$$m = \frac{F_c * 3}{\alpha * L}$$

$$m = \frac{43 * 3}{5454.1 * 0.1}$$

$$m = 0.236 \text{ Kg}$$

En la figura 7 se indica la distancia a la que se realiza la perforación para el eje secundario.



A partir de la longitud y de la masa se determinarán las medidas restantes del martillo.

$$V_m = \frac{m}{\rho} \quad (\text{Larburu Arrizabalaga, 2008, pág. 54})$$

Ec. 2-5

V_m : Volumen del martillo $= L * a * e$

m : Masa del martillo

ρ : Densidad del material del martillo = Inox 304 $= 8.08 \frac{gr}{cm^3}$

El espesor del martillo (e), en base a que el ancho promedio de cada grano es 4mm, se determina en 6mm.

$$L * a * e = \frac{m}{\rho}$$

$$a = \frac{236}{8.08 * 10 * 0.6} = 4.09 \text{ cm}$$

El ancho del martillo se define en 4 cm.

La demanda del negocio indica que necesita una producción de 25 kg/h. La masa promedio de un grano de morochillo es 0.3 gramos, por lo tanto 25 kg tienen en promedio 83300 granos. Si el sistema de molienda gira a 2500 rev/min y asumiendo que en cada revolución al menos se tritura un grano se tiene:

2500 granos en 1 min

83300 granos en X min $X = 33 \text{ min}$

Lo que se desea es cumplir con los 25 kg/h. Se asume una dosificación de 4 kg que son 13300 granos que se trituran en 5 min, todo esto bajo lo asumido de que se tritura un morochillo por vuelta, para mantener eso en cada eje se pondrá 4 martillos y aumentar la posibilidad cuatro veces más de que por vuelta se triture un morochillo.

En total el diseño cuenta con 4 ejes que soportan 4 martillos por eje y para la separación entre martillos se dispone de separadores, cuya longitud y disposición se detalla más adelante.

2.2.2 Análisis de elementos finitos del martillo

Para determinar que el martillo diseñado soportará la fuerza que el morochillo tiene como resistencia al corte, se realiza el análisis de éste en un programa computacional adecuado (inventor) sobre la cara que recibe el impacto de 6mm de ancho. Se determinará la tensión de Von Mises, el factor de seguridad y el desplazamiento que la fuerza de corte pueda provocar. Esta fuerza es de 43N en promedio.

- Tensión de Von Mises

Figura 8. Diagrama de Von Mises del martillo

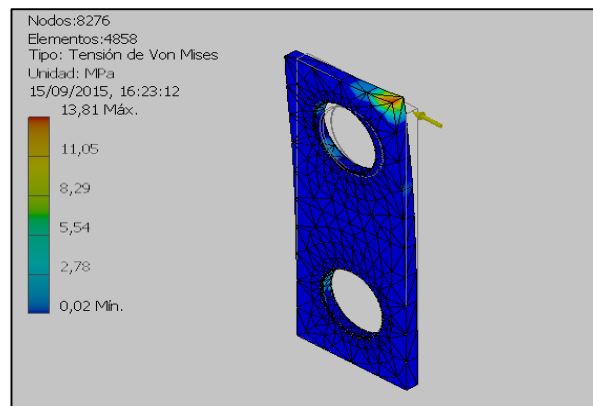


Figura 8. Esfuerzo de Von Mises producido en el extremo del martillo. **Elaborado por:** D. Carrera y J. Vargas, 2016.

En la figura 8 se observa que el mayor esfuerzo de Von Mises que soporta el martillo es de 13.8 MPa, siendo éste menor al esfuerzo de fluencia del material que es 338 MPa, por lo que no se tiene ninguna deformación permanente.

- Desplazamiento

Figura 9. Diagrama de desplazamiento del martillo

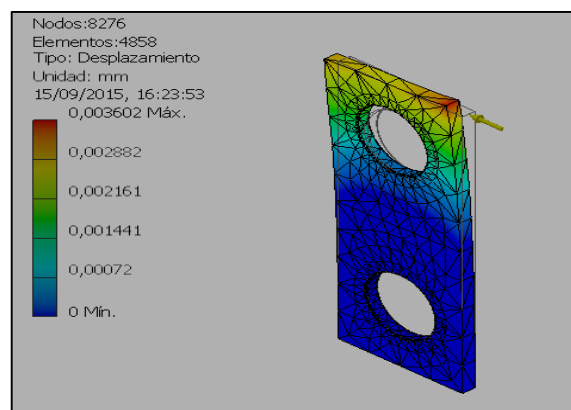


Figura 9. Desplazamiento generado en el extremo del martillo.

Elaborado por: D. Carrera y J. Vargas, 2016.

El análisis de desplazamiento de la figura 9 indica que el mayor desplazamiento es 0.0036 mm en la esquina donde choca contra el morochillo, esta distancia es mínima, pero con el tiempo sufrirá un desgaste esta arista.

- Coeficiente de seguridad

Figura 10. Diagrama de factor de seguridad del martillo

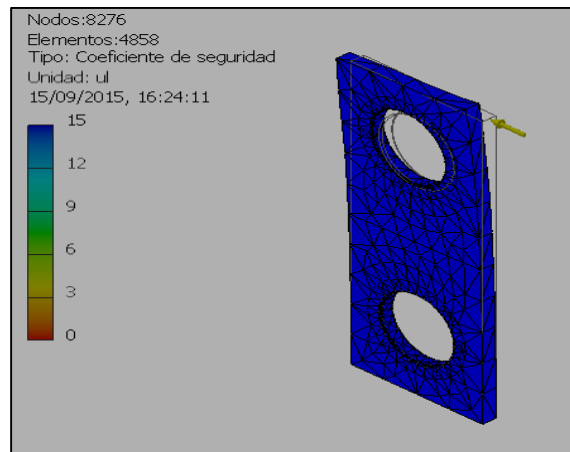


Figura 10. Factor de seguridad para el martillo. **Elaborado por:**
D. Carrera y J. Vargas, 2016.

Como se ve en la figura 10 el martillo presenta un factor de seguridad de 15, lo cual indica que la carga no hará que el material sobrepase el esfuerzo de fluencia.

2.2.3 Fuerzas presentes del martillo

Al girar el martillo se encuentra sometido a la acción de la fuerza centrífuga que provoca su movimiento.

La perforación en el martillo es de 16 mm, que se verificará con el área posible de falla, concentrador de esfuerzos, su buen diseño.

En la 11 se muestra la disposición de la fuerza centrífuga de los martillos.

Figura 11. Martillos en posición de trabajo

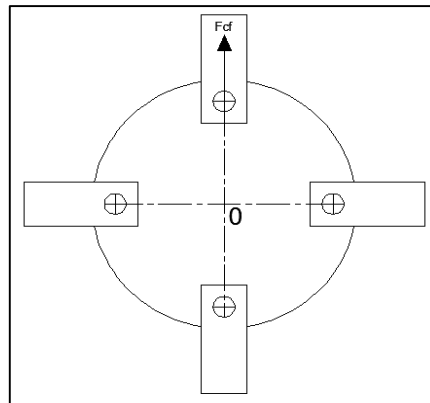


Figura 11. Disposición de los martillos en el disco.

Elaborado por: D. Carrera y J. Vargas, 2016.

- Fuerza centrífuga

$$F_{cf} = m * W^2 * Rg \quad (\text{Larburu Arrizabalaga, 2008, pág. 113})$$

Ec. 2-6

$$F_{cf} = 0.23 * 261.8^2 * 0.25$$

$$F_{cf} = 3941 \text{ N}$$

- Esfuerzo cortante

$$\tau = \frac{F_{cf}}{A} \quad (\text{Mott R. , 2009, p. 133})$$

Ec. 2-7

A: Área de posible falla = e * d

$$A = 0.006 * 0.012 = 0.000072\text{m}^2$$

$$\tau = \frac{3941}{0.000072}$$

$$\tau = 54.73 \text{ MPa}$$

Factor de seguridad

$$\tau = 54.73 \text{ MPa}$$

$$n = \frac{S_y}{2\tau} \quad (\text{Budynas \& Nisbett, 2008, p. 18})$$

Ec. 2-8

Sy: esfuerzo de fluencia del material Inox 304:

$$S_y = 0.65 S_{ut}$$

$$S_{ut} = 520 \text{ MPa}$$

$$S_y = 338 \text{ MPa}$$

$$n = \frac{338}{2 * 54.73}$$

$$n = 3.08$$

Con un factor de seguridad 3 se verifica que con la perforación Ø 16 mm a 20 mm de la periferia del martillo, el área reducida, concentrador de esfuerzos no sufrirá ninguna fractura.

El diseño del martillo se lo hace con dos perforaciones por el desgaste que tiene al triturar y así se puede utilizar los dos lados del martillo para esto.

2.3 Diseño del eje secundario

El eje secundario se encuentra sometido a esfuerzos por flexión, corte y torsión en el momento que golpea contra un morochillo. Cada eje soporta 4 martillos y 5 separadores.

El diseño del eje se lo realiza bajo el análisis de que este soporta la fuerza centrífuga que causa el giro de los martillos, el peso de estos y sus separadores. Esto es cuando el martillo está a 270°, ya que es ahí donde el peso es el mayor y donde se

producirá la trituración debido a que los morochillos por la disposición de la criba, que se detalla más adelante, resbalan y tienden a ir a ese punto en la cámara de molienda.

La fuerza a 270° es su componente en Y:

$$F_y = F_{cf} + W_m + W_s$$

La fuerza centrífuga se determinó con el radio de giro del martillo, 8cm, distancia de la periferia del martillo hasta el eje del eje que lo soporta, más adelante con el diseño del disco porta ejes se establece un radio de giro real, empleado para el diseño del eje motriz o principal.

$$F_{cf} = m * W^2 * Rg$$

$$F_{cf} = 0.23 * 261.8^2 * 0.08$$

$$F_{cf} = 1261 \text{ N}$$

$$W_m: \text{Peso del martillo} = 0.23\text{Kg} * 9.8\text{m/s}^2 = 2.25 \text{ N}$$

- Cálculo del peso del separador

$$W_s: \text{Peso del separador} = m_s * g$$

$$m_s = \rho * V_s$$

En la figura 12 se observa la longitud que tiene cada separador de martillos.

Figura 12. Separador de martillos

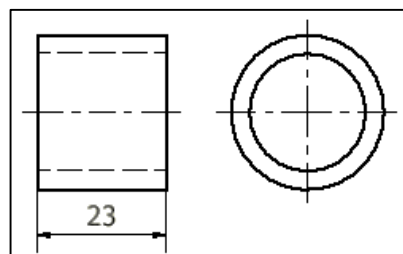


Figura 12. Dimensión del separador. **Elaborado por:** D. Carrera y J. Vargas, 2016.

$$\begin{aligned}
 V_s: \text{Volumen del separador} &= \left(\frac{\pi D_{\text{ext}}^2}{4} - \frac{\pi D_{\text{int}}^2}{4} \right) * L \\
 &= \left(\frac{\pi 22.22^2}{4} - \frac{\pi 20.5^2}{4} \right) * 23 \\
 &= 1.33 \text{ cm}^3
 \end{aligned}$$

$$\rho_{\text{Inox304}} = 8 \text{ gr/cm}^3$$

$$m_s = 8 * 1.33 = 10.6 \text{ gr} = 0.0106 \text{ Kg}$$

$$W_s = m_s * g$$

$$W_s = 0.0106 * 9.8 = 0.104 \text{ N}$$

$$F_y = F_{\text{cf}} + W_m + W_s$$

$$F_y = 3941 + (2.25 * 4) + (0.0104 * 5)$$

$$F_y = 3950 \text{ N}$$

$$\sum M_A = 0$$

$$3950 * 70.5 = R_B * 141$$

$$R_B = 1975 \text{ N}$$

$$R_B = R_A = 1975 \text{ N}$$

$$M_{\text{max.}} = 1975 * 70.5$$

$$M_{\text{max.}} = 139237.5 \text{ Nmm}$$

$$\sigma = \frac{32 M_{\text{max}}}{\pi d^3} \quad (\text{Budynas \& Nisbett, 2008, p. 355})$$

Ec. 2-9

$$\sigma = \frac{32 * 139237.5}{\pi d^3}$$

$$\tau = \frac{16 * T}{\pi d^3}$$

$$T = F_c * 80$$

80mm: distancia de la periferia del martillo al eje la perforación

$$T = 43 * 80 = 3440 \text{ N mm}$$

$$\tau = \frac{16 * 3440}{\pi * d^3} = 4.27 \text{ MPa}$$

$$\sigma = \frac{S_y}{F_s}$$

Se establece un F_s de 1.66 ya que es el mínimo

$$\sigma = \frac{338}{1.66} = 203.6 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq \sigma$$

$$\sqrt{\left(\frac{32 * 139237.5}{\pi d^3}\right)^2 + 3\left(\frac{16 * 3440}{\pi d^3}\right)^2} = 203.6$$

$$d = 19.09 \text{ mm}$$

Se selecciona un eje Ø20 mm, existente en el mercado.

En la figura 13 se muestra la longitud total del eje secundario y la longitud de las roscas de diámetro 16mm

Figura 13. Eje secundario

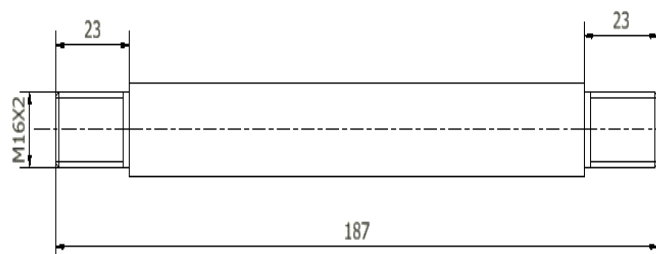


Figura 13. Eje roscado en sus extremos. **Elaborado por:** D.

Carrera y J. Vargas, 2016.

2.3.1 Análisis de elementos finitos en el eje secundario

El análisis está dado por la fuerza centrífuga que soporta el eje por el giro de los cuatro martillos más el peso de los martillos cuando estos están a 270° y el peso de los cinco separadores.

- Tensión de Von Mises

Figura 14. Diagrama de Von Mises de eje secundario

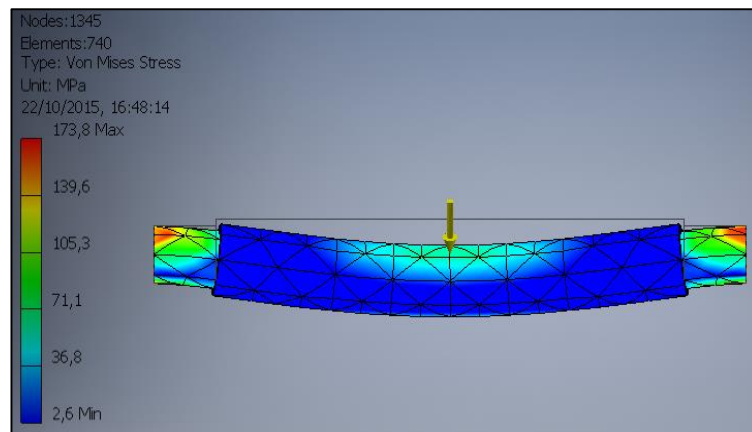


Figura 14. Esfuerzo de Von Mises producido en el centro del eje secundario. **Elaborado por:** D. Carrera y J. Vargas, 2016.

En la figura 14 se evidencia que el mayor esfuerzo Von Mises es 173.8 MPa, el cual es menor al esfuerzo de fluencia del material por lo que se tiene que el material no tendrá una deformación constante.

- Desplazamiento

Figura 15. Diagrama de desplazamiento de eje secundario

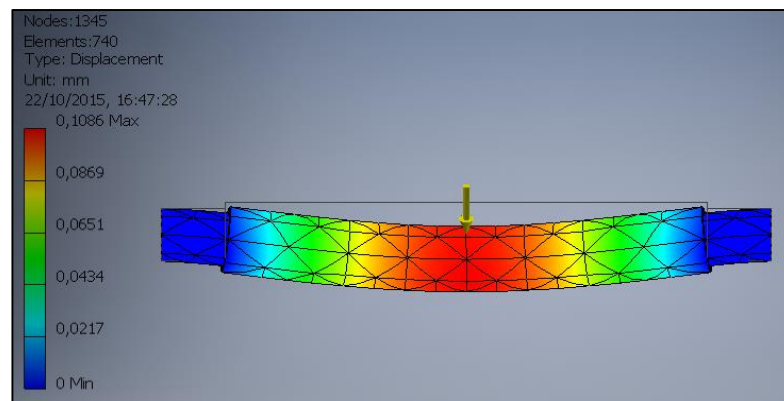


Figura 15. Desplazamiento generado en el centro del eje secundario.

Elaborado por: D. Carrera y J. Vargas, 2016.

En la figura 15 se observa el mayor desplazamiento de 0.10 mm en la parte central del eje donde está ubicada la carga puntual, siendo esta deformación no permanente.

- Coeficiente de seguridad

Figura 16. Diagrama de factor de seguridad de eje secundario

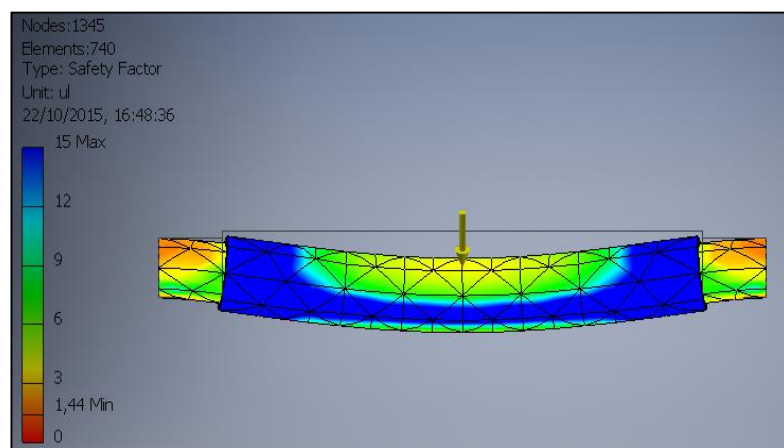


Figura 16. Factor de seguridad para el eje secundario. **Elaborado por:** D.

Carrera y J. Vargas, 2016.

En la figura 16 se observa un factor mínimo de seguridad de 1,44 apreciando con esto que el material no sufre falla, sin embargo, con 1.44 y diámetro 18mm en cálculos se vuelve inestable es por eso que diámetro 20 mm es un diseño óptimo.

2.4 Diseño de discos porta ejes

Según la Ec. 2-8 se tiene:

$$n = \frac{S_y}{2\tau}$$

$$\tau = \frac{F_{cf}}{A}$$

Al igualar las dos ecuaciones se tiene:

$$\frac{S_y}{2n} = \frac{F_{cf}}{A}$$

$$A = e * d$$

$d = 10$ mm; distancia de la periferia de la perforación a la periferia del disco.

$$e = \frac{2F_{cf} * n}{d * S_y}$$

$$e = \frac{2 * 1315.95 * 2}{10 * 169}$$

$$e = 2.96 \text{ mm}$$

El espesor del disco porta ejes se define en 3 mm debido a la mayor facilidad de adquisición en el mercado.

En la figura 17 se muestra el disco porta ejes terminado, con las cuatro perforaciones de 16 mm para los ejes secundarios y 6 perforaciones de 6 mm para unir el disco al eje principal que se justifican más adelante.

Figura 17. Disco porta ejes

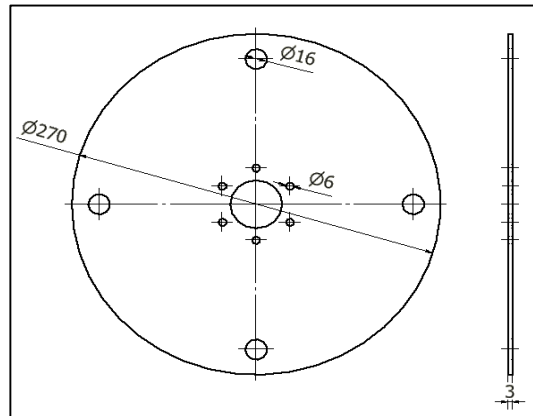


Figura 17. Perforaciones existentes en el disco.

Elaborado por: D. Carrera y J. Vargas, 2016.

El diámetro del disco está dado por la distancia de los martillos, ya que estos giran en su propio eje se necesita una distancia mínima para que no choquen entre ellos de eje a eje. Esta debe ser mayor a 160 mm, distancia de la diagonal que une los ejes.

Es por esto el diámetro que se establece para el disco es de 270 mm.

2.4.1 Análisis de elementos finitos en el disco porta ejes

- Tensión de Von Mises

Figura 18. Diagrama de Von Mises de disco

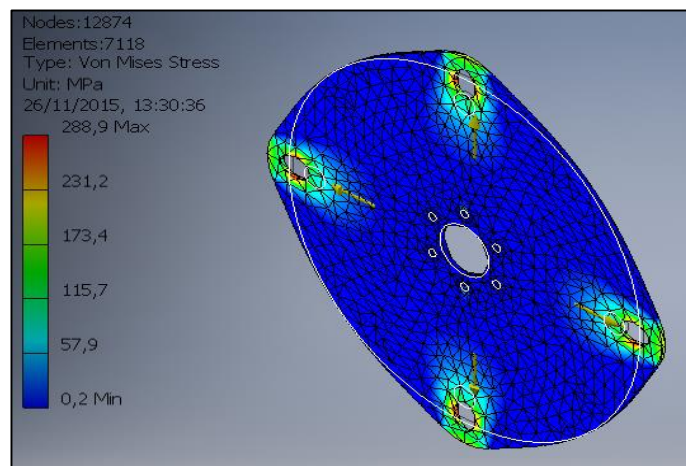


Figura 18. Esfuerzo de Von Mises producido en las perforaciones externas. Elaborado por: D. Carrera y J. Vargas, 2016.

En la figura 18 se evidencia que el mayor esfuerzo Von Mises es 288,9 MPa, el cual es menor al esfuerzo de fluencia del material por lo que se tiene que el material no tendrá una deformación constante.

- Desplazamiento

Figura 19. Diagrama de desplazamiento de disco

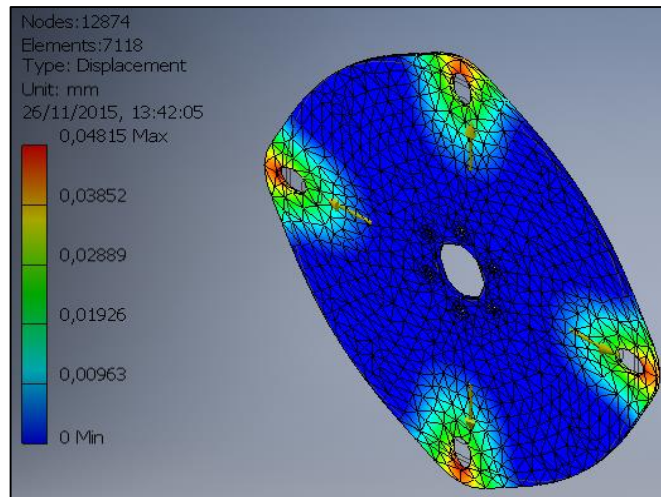


Figura 19. Desplazamiento generado en las perforaciones externas. **Elaborado por:** D. Carrera y J. Vargas, 2016.

En la figura 19 se observa el mayor desplazamiento de 0.048 mm en las perforaciones en la parte más distante al eje principal, donde por efecto de la fuerza centrífuga se encuentra el mayor problema, siendo esta deformación no permanente.

- Coeficiente de seguridad

Figura 20. Diagrama de factor de seguridad de disco

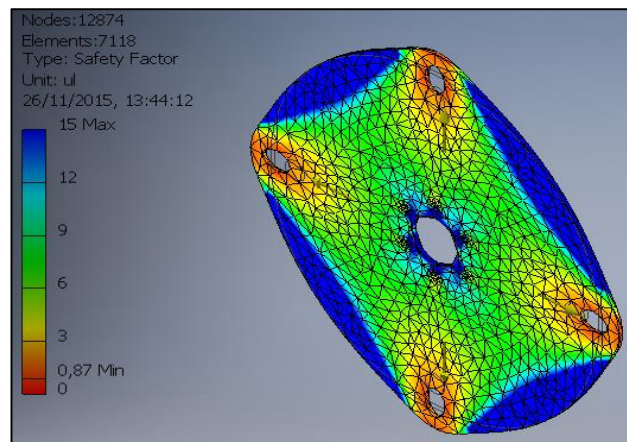


Figura 20. Factor de seguridad para el disco porta ejes.

Elaborado por: D. Carrera y J. Vargas, 2016.

En la figura 20 se observa que el mínimo factor de seguridad es de 0,87 indicando con esto que el material no sufre falla, pero se encuentra trabajando en el límite lo que lo vuelve inestable es por eso que el disco en 3mm de espesor es un diseño óptimo.

2.5 Diseño del eje principal

2.5.1 Fuerzas que soporta

$$W_{\text{martillo}} = 0.23 \text{ Kg} = 2.25 \text{ N}$$

$$W_{\text{separador}} = 0.019 \text{ Kg} = 0.1913 \text{ N}$$

W eje secundario:

$$V_{\text{eje}} = \pi * 1^2 * 17.2 = 48.77 \text{ cm}^3$$

$$W = \rho * V * g = 0.008 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^3} * 48.77 \text{ cm}^3 * 9.8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 3.83 \text{ N}$$

$$W_{\text{eje secundario}} = 0.39 \text{ Kg} = 3.83 \text{ N}$$

W disco:

$$V \text{ disco} = \pi * 13.5^2 * 0.3 = 171.77 \text{ cm}^3$$

$$V \text{ perforaciones disco} = (\pi * 0.95^2 * 0.3) + (\pi * 1.5^2 * 0.3) = 2.97 \text{ cm}^3$$

$$W = \rho * V * g = 0.008 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^3} * 168.8 \text{ cm}^3 * 9.8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 13.2 \text{ N}$$

$$W \text{ disco} = 1.35 \text{ Kg} = 13.2 \text{ N}$$

Masa total que gira y soporta el eje: Masa individual por el número de elementos presentes en un eje, debido a que cuando los martillos estén a 270° es la situación más crítica porque soporta la fuerza centrífuga que provocan estos elementos y su propio peso.

$$W = (\# \text{ martillos} * W_{\text{martillo}}) + (\# \text{ separadores} * W_{\text{separador}}) + (\# \text{ ejes secundarios} * W_{\text{eje secundario}})$$

$$W = 4 * 0.23 + 5 * 0.019 + 1 * 0.39 = 1.4 \text{ Kg}$$

$$F_{cf} = m * W^2 * Rg$$

Rg: Una vez diseñado el disco y martillos se tiene un nuevo radio de giro = 195 mm

$$F_{cf} = 1.4 * 261.8^2 * 0.195 = 18711.21 \text{ N}$$

$$\text{Fuerza que soporta} = F_{cf} + W_{\text{elementos}}$$

$$F_T = 18711.21 + (1.4 * 9.8) = 18724.93 \text{ N}$$

El eje tendrá de longitud 260mm, distancia que se verificará en su óptimo diseño al finalizar el dimensionamiento de cámara de molienda junto con chumaceras existentes en el mercado y ancho de perfil que soportará la máquina.

$$\sum MA = 0$$

$$7.84 * 58 + 18724.93 * 130 + 7.84 * 202 = RB * 260$$

$$R_B = 9369.84 \text{ N}$$

$$R_B = R_A = 9369.84 \text{ N}$$

$$M_{\max} = 9369.84 * 130$$

$$M_{\max} = 1218079.2 \text{ N}$$

Según la Ec 2-9 se tiene:

$$\sigma = \frac{32M_{\max}}{\pi d^3}$$

$$\sigma = \frac{32 * 2.4 * 10^6}{\pi d^3}$$

Al utilizar la Ec. 2-8 en una sección circular y el segundo momento polar de área (J) se obtiene:

$$\tau = \frac{16 * T}{\pi d^3}$$

$$T = F_c * 195$$

F_c : Fuerza de corte = 43 N

195mm: distancia del filo del martillo hasta el centro del eje principal.

$$T = 43 * 195$$

$$T = 8385 \text{ Nmm}$$

$$\sigma = \frac{S_y}{F_s}$$

(Mott R. , 2009, p. 116)

Ec. 2-10

$$\sigma = \frac{338}{1.5} = 225.3 \text{ N/mm}^2$$

$$\sqrt{\left(\frac{32 * 1.2 * 10^6}{\pi d^3}\right)^2 + 3 \left(\frac{16 * 8385}{\pi d^3}\right)^2} = 225.3$$

$$d = 37.45 \text{ mm}$$

El eje seleccionado es de $1 \frac{1}{2}$ " (38.1 mm), este es el diámetro existente en el mercado más cercano al diseño.

2.5.2 Diagrama eje principal

$$\sum MA = 0$$

$$7.84 * 58 + 19259.93 * 130 + 7.84 * 202 = RB * 260$$

$$RB = 9637.81 \text{ N}$$

$$RB = RA$$

$$RA = 9637.81 \text{ N}$$

$$P1 = 7.84 \text{ N}$$

$$P2 = 18724.93 \text{ N}$$

$$P3 = 7.84 \text{ N}$$

En la figura 21 se ilustra el diagrama de reacciones y momentos del eje principal.

Figura 21. Diagrama de reacciones y momentos

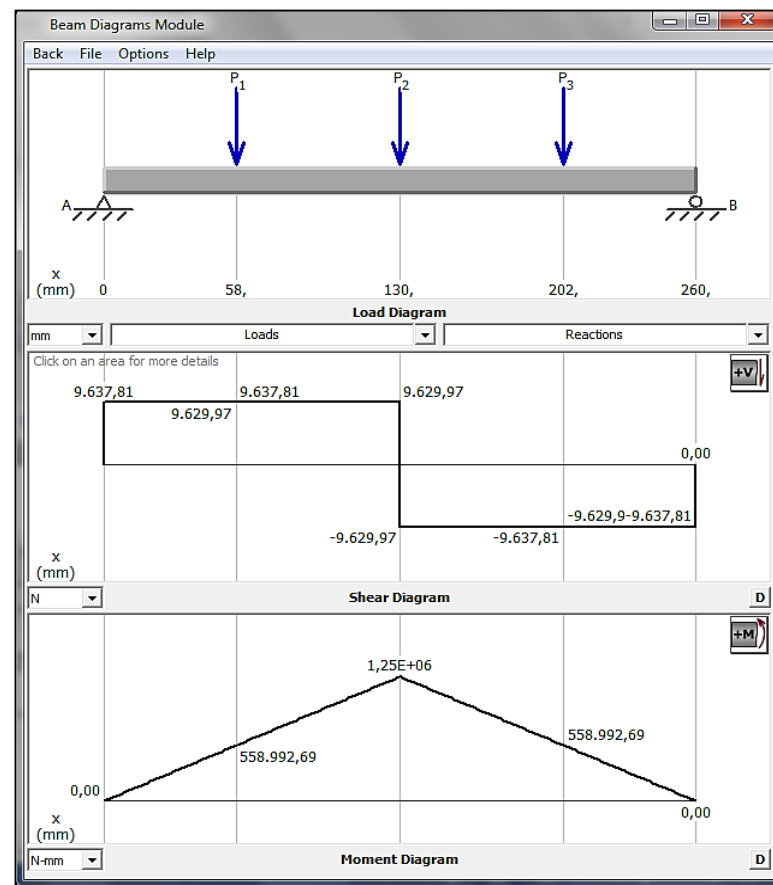


Figura 21. Reacciones y momentos obtenidos mediante un software.

Elaborado por: D. Carrera y J. Vargas, 2016.

2.5.3 Análisis a fatiga del eje principal

Al usar la Ec 1-6 se tiene:

$$S_e = S_e' K_a K_b K_c K_d K_e K_f$$

$$S_e' = 0.504 S_{ut} \quad S_{ut} = 520 \text{ MPa}$$

$$S_e' = 262.08 \text{ MPa}$$

Al utilizar la Ec 1-7 y la tabla 1-4 para valores de a y b:

$$K_a = a S_{ut}^b$$

$$a = 4.51$$

$$b = -0.265$$

$$K_a = 4.51 * 520^{-0.265}$$

$$K_a = 0.85$$

Con base en la tabla 1-5 se tiene:

$$K_b = \left(\frac{d}{7.62}\right)^{-0.1133} \quad \text{Cuando } 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm}$$

$$K_b = \left(\frac{38}{7.62}\right)^{-0.1133} = 0.83$$

Según Ec. 1-8 el valor de K_c es:

$$K_c = 0.923 \quad \text{Carga axial } S_{ut} \leq 1520 \text{ MPa}$$

Al usar la Ec. 1-9 y la tabla 1-6 se define como:

$$K_d = 1 \quad \text{Factor a temperatura ambiente}$$

Según Ec. 1-10 el valor de K_e depende del valor de K_f , que se lo obtiene de la Ec. 1-11 y las tablas 1-7 y 1-8 teniendo:

$$K_e = \frac{1}{K_f} = 1 \quad \text{No tiene muescas por lo tanto } K_e \text{ es igual a } 1$$

$$S_e = 262.08 * 0.85 * 0.83 * 0.923 * 1 * 1$$

$$S_e = 170.66 \text{ MPa}$$

- Cálculo de número de ciclos

$$N = \left(\frac{\sigma}{b}\right)^{\frac{1}{n}}$$

$$n = -\frac{1}{3} \log\left(\frac{0.9S_{ut}}{S_e}\right)$$

$$b = \left(\frac{0.9S_{ut}}{S_e}\right)^2$$

$$n = -\frac{1}{3} \log\left(\frac{0.9 * 520}{170.66}\right) = -0.146$$

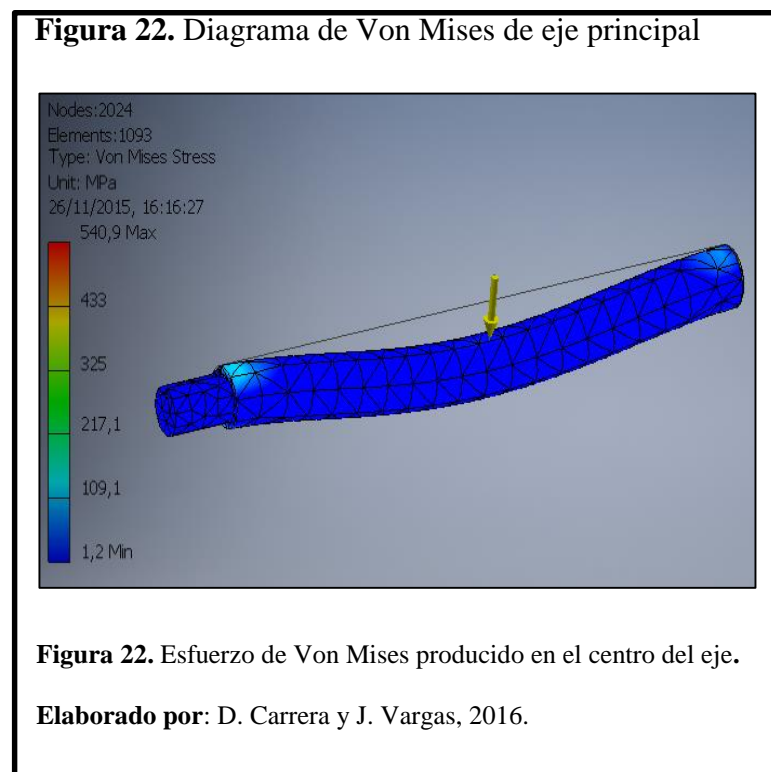
$$b = \left(\frac{0.9 * 520}{170.66} \right)^2 = 7.52$$

$$N = \left(\frac{\sigma}{b} \right)^{\frac{1}{n}} \quad \sigma = 225.33 \text{ MPa} \quad \text{Cálculo anterior del eje principal}$$

$$N = \left(\frac{225.33}{7.52} \right)^{-\frac{1}{0.146}} = 7.69 * 10^{11} \text{ ciclos}$$

2.5.4 Análisis de elementos finitos en el eje principal

- Tensión de Von Mises



En la figura 22 se observa que el esfuerzo Von Mises presente en el eje en su gran mayoría es 1,2 MPa, el cual es menor al esfuerzo de fluencia por lo que se tiene que el material no tendrá una deformación constante.

- Desplazamiento

Figura 23. Diagrama de desplazamiento de eje principal

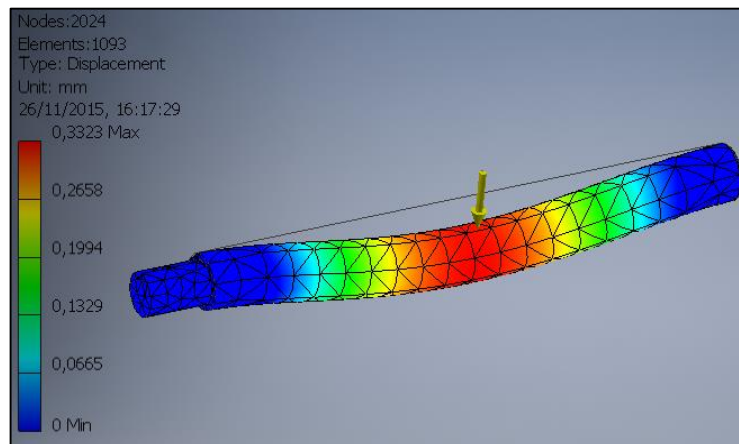


Figura 23. Desplazamiento generado en el centro del eje principal.

Elaborado por: D. Carrera y J. Vargas, 2016.

En la figura 23 el mayor desplazamiento es de 0.33 mm en la parte central del eje, siendo esta deformación no permanente.

- Coeficiente de seguridad

Figura 24. Diagrama de factor de seguridad de eje principal

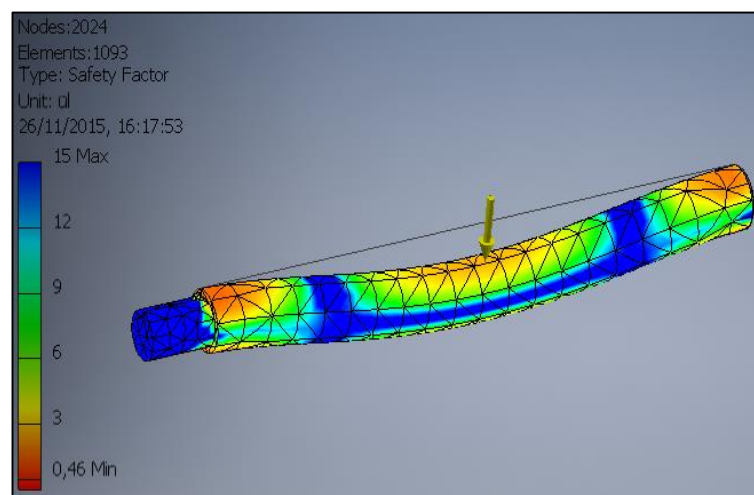


Figura 24. Factor de seguridad para eje principal. **Elaborado por:** D.

Carrera y J. Vargas, 2016.

En la figura 24 se observa un factor mínimo de seguridad de 0,46 apreciando con esto que el material no sufre falla, pero se encuentra inestable es por eso también que se decidió aumentar su diámetro a 38.1mm.

Selección de la chaveta

Según la tabla 14 se procede a realizar la selección de la chaveta para el eje principal.

Con el diámetro del eje 38 mm obtenido en cálculos la chaveta a seleccionar es una de 10x8 mm

Cálculo de pernos para unión eje disco

Para la unión del eje principal con los discos porta ejes se utilizan dos anillos soldados al eje, en los que se realizan las perforaciones para el acople, a continuación, se detalla cuantas son necesarias en cada anillo.

Al usar la ec. 2-12 se tiene:

$$\tau = \frac{P}{A}$$

P: Carga que debe aguantar el perno

Perno de elección grado A2-70 norma DIN, utilizado en equipos de procesamiento de alimentos con resistencia a la tracción de 700 N/mm^2

$$S_y = 71 \text{ Kg/mm}^2$$

$$\tau = \frac{K S_y}{F_s}$$

Ec. 2-11

K= 0.6 (Factor de diseño para pernos en acero)

$$S_y = 700 \text{ N/mm}^2$$

Fs: Factor de seguridad = 2

$$\tau = \frac{0.6 * 700}{2} = 210 \text{ N/mm}^2$$

$$P = 19245.82 * 4 \text{ ejes} = 76980 \text{ N (Fuerza centrífuga total)}$$

Se obtiene un área total que soporta esta carga y se divide para el área del perno
(El perno seleccionado es M6).

$$A = \frac{P}{\tau}$$

$$A = \frac{76980}{210} = 366.5 \text{ mm}^2$$

$$\text{Área de un perno M6} = 28.9 \text{ mm}^2$$

Por lo tanto, el número de pernos a usar es:

$$\# \text{ pernos} = \frac{366.5}{28.9} = 12 \text{ pernos}$$

Se utiliza 12 pernos en la sujeción de los discos, 6 para cada disco, debido a que 6 pernos distribuidos simétricamente alrededor del eje en la unión al disco permiten un agarre uniforme.

2.6 Selección del motor

$$P = T * W \quad (\text{Budynas \& Nisbett, 2008, p. 916})$$

Ec. 2-12

P: Potencia

T: Torque

W: Velocidad angular

$$T = Fc * 195$$

$$T = 43 * 0.195$$

$$T = 8,385 \text{ Nm}$$

El torque que se desea vencer es el que producirá la Fc de 43 N cuando el martillo choque contra un morochillo y así poder mantener el giro del eje.

$$P = 8.385 * 261.8$$

$$P = 2195.1 \text{ W} = 2.94 \text{ hp}$$

La potencia requerida es de 3 caballos de fuerza.

En la tabla 16 se muestra según cálculos los obtenidos la selección del motor de acuerdo a la potencia.

Tabla 16. Catálogo para selección del motor

W22 - IE2 High Efficiency - 60 Hz

Potencia		Carcasa	Par nominal (kgfm)	Corriente con rotor trabado II/In	Par con rotor trabado T/In	Par máximo Tb/Tn	Momento de Inercia J (kgm²)	Tiempo máximo con rotor trabado (s)		Peso (kg)	Nivel de ruido dB(A)	RPM	220 V						Corriente nominal In (A)
								Caliente	Frio				% de la potencia nominal						
													Rendimiento			Factor de potencia			
													50	75	100	50	75	100	
KW	HP																		
IV Poles																			
0,12	0,16	63	0,068	4,6	2,5	3,1	0,0004	37	81	6,2	48	1715	50,0	57,0	61,0	0,44	0,55	0,64	0,807
0,18	0,25	63	0,103	4,7	2,4	2,9	0,0006	30	66	7,2	48	1705	57,0	64,0	67,0	0,47	0,59	0,68	1,04
0,25	0,33	63	0,143	5,0	2,6	3	0,0007	25	55	8,2	48	1705	62,0	68,0	70,0	0,47	0,60	0,69	1,36
0,37	0,5	71	0,215	4,6	2,4	2,5	0,0007	35	77	8,0	47	1680	68,0	71,0	72,0	0,50	0,63	0,72	1,87
0,55	0,75	71	0,319	5,1	2,9	2,9	0,0008	31	68	11,5	47	1680	71,0	74,5	75,0	0,50	0,63	0,72	2,67
0,75	1	80	0,423	7,3	3	3,2	0,0029	16	35	13,5	48	1725	79,0	82,0	82,6	0,61	0,72	0,80	2,98
1,1	1,5	90S	0,612	7,5	2,2	3	0,0049	16	35	18,5	51	1750	81,0	83,5	84,0	0,57	0,70	0,78	4,40
1,5	2	90S	0,835	7,1	2,2	3	0,0049	11	24	18,5	51	1750	81,0	83,5	84,2	0,57	0,70	0,78	6,00
2,2	3	130L	1,22	7,4	2,8	3,1	0,0077	11	24	25,0	51	1750	86,0	86,5	87,5	0,61	0,74	0,81	8,12
3	4	100L	1,70	6,7	2,8	3	0,0096	16	35	33,0	54	1720	86,4	87,2	87,5	0,61	0,74	0,81	11,1
3,7	5	100L	2,08	8,0	3	3,6	0,0104	11	24	34,0	54	1735	85,0	87,0	88,0	0,59	0,72	0,80	13,8

Nota: Se selecciona un motor de clase W22 de alta eficiencia. **Tomado de:** (WEG, 2014)

2.7 Diseño de poleas y selección de banda

Las poleas son diseñadas según el paso de la banda adquirida y la relación de transmisión de 1800rpm que se tiene en la salida del motor a 2500 rpm que se desea como velocidad final.

Banda

Tipo: L (Carga ligera)

Paso: 3/8 “(9,525 mm)

$$z = \frac{\pi * D}{p} \quad (\text{Budynas \& Nisbett , 2008, p. 656})$$

Ec. 2-13

z: Número de dientes

D: Diámetro

p: Paso

El diámetro del eje motriz es de 30mm por lo que el diámetro de la polea mínimo debe ser el doble de este; entonces se parte de 76mm.

Por lo tanto

$$z_1 = \frac{\pi * 76}{9.525} = 25 \text{ dientes}$$

Relación de transmisión

$$r = \frac{2500}{1800} = 1.38$$

$$N_1 * z_1 = N_2 * z_2 \quad (\text{Budynas \& Nisbett , 2008, p. 659})$$

Ec. 2-14

$$2500 * 25 = 1800 * z_2$$

$$z_2 = 34 \text{ dientes}$$

Con esto se calcula el diámetro de la polea en el eje del motor.

$$D = \frac{p * z}{\pi}$$

$$D = \frac{9.525 * 34}{\pi} = 103.08 \text{ mm}$$

El diámetro de la polea en el eje del motor es de 104 mm.

2.7.1 Cálculo de ángulo de contacto entre polea y banda

$$159^\circ \leq \theta_d \leq 180^\circ$$

$$D = 104 \text{ mm}$$

$$d = 76 \text{ mm}$$

$$c = 456 \text{ mm}$$

Según la ecuación 1-13 se tiene que:

$$\theta_d = \pi - 2 \cdot \sin^{-1} \frac{D - d}{2c}$$

$$\theta_d = \pi - 2 \cdot \sin^{-1} \frac{104 - 76}{2(456)}$$

$$\theta_d = 176^\circ$$

El ángulo de agarre está en el rango por lo tanto es correcto el diseño.

2.7.2 Cálculo de longitud de banda

Al usar la Ec. 1-15:

$$L = \sqrt{4c^2 - (D - d)^2} + \frac{1}{2}(D\theta_D + d\theta_d)$$

$$L = \sqrt{4(456)^2 - (104 - 76)^2} + \frac{1}{2}((104 * 3.21) + (76 * 3.07))$$

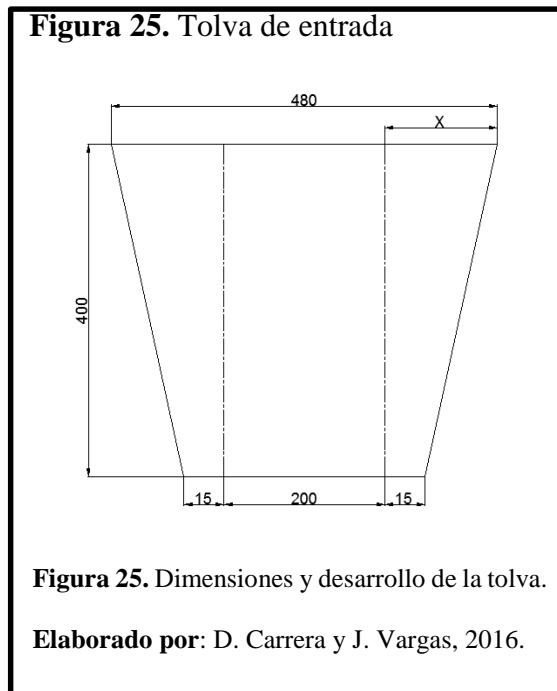
$$L = 1132 \text{ mm}$$

Se selecciona la banda de 45 pulgadas 1143 mm en perímetro de longitud, ya que es la existente en el mercado más cercana al diseño

2.8 Diseño de la tolva de entrada

El diseño se basa en la cantidad de morochillo que pueda estar en la tolva en una sola puesta, siendo la tolva en medidas acorde al resto de la máquina, sin ser ésta muy larga y pudiendo abastecer a la capacidad de 25 kg/h.

Se establece la medida de ancho acorde a la carcasa y el largo de acuerdo con un diseño estético apropiado.



$$A_{base} = 353 * 200 = 706 \text{ cm}^2$$

$$V_1 = 706 \text{ cm}^2 * 1.5 \text{ cm} = 1059 \text{ cm}^3$$

$$V_2 = 706 \text{ cm}^2 * 13.75 \text{ cm} = \frac{9707.5 \text{ cm}^3}{2} = 4853.75 \text{ cm}^3$$

$$V_{total} = 5912.75 \text{ cm}^3$$

$$V_{1 \text{ grano}} = 10 * 7 * 5 = 320 \text{ mm}^3 = 0.32 \text{ cm}^3 \text{ (Volumen de grano promedio)}$$

W que soportará la tolva en promedio:

Se desea saber cuánto de morochillo entra en el volumen de tolva diseñado en base al volumen de grano calculado.

$$W = \frac{1 \text{ grano}}{0.32 \text{ cm}^3} * 5912.75 \text{ cm}^3 * \frac{0.24 \text{ gr}}{1 \text{ grano}} * \frac{1 \text{ Kg}}{1000 \text{ gr}} = 4.43 \text{ Kg}$$

El resultado es que en la tolva puede ingresar hasta 4.43 Kg de morochillo para llenarla a ésta.

$$W_{\text{tolva}} = m * g$$

$$m = \rho * V$$

$$\rho = 7.85 \text{ gr/cm}^3 \text{ (Densidad del acero de transmisión)}$$

$$V_T = V_1 + V_2$$

$$V_1 = A_1 * \text{espesor} = \frac{b * h}{2} + (412 * 30) * 2 = 70.04 \text{ cm}^3$$

$$V_2 = A_2 * \text{espesor} = \frac{b + h}{2} * 400 * 2 = 240 \text{ cm}^3$$

$$V_T = 70.04 + 70.04 + 240 = 380.08 \text{ cm}^3$$

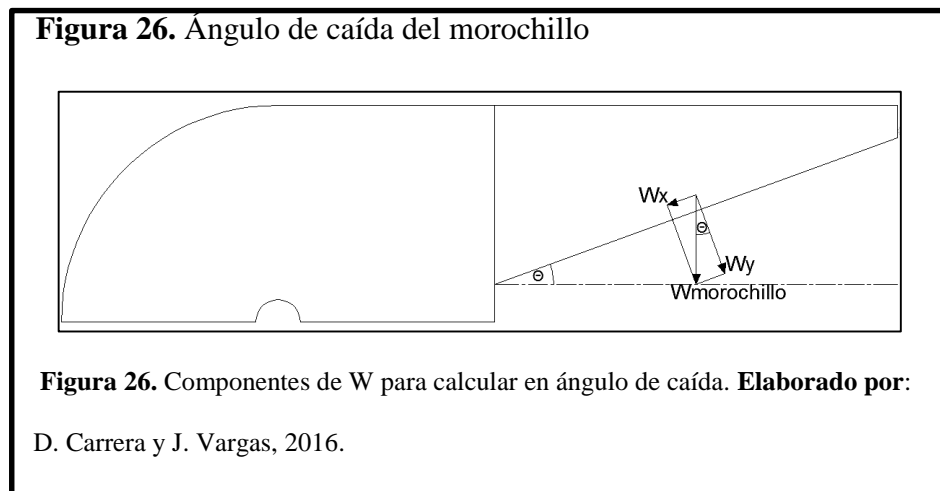
$$m = 7.85 \frac{\text{gr}}{\text{cm}^3} * 380.08 \text{ cm}^3 = 2.92 \text{ Kg}$$

$W_{\text{tolva}} = 2.92 * 9.8 = 28.62 \text{ N}$, esta fuerza es utilizada para la simulación.

2.8.1 Ángulo de caída del morochillo por la tolva de entrada

Según Ospina M. J. el coeficiente de fricción entre el morochillo y el acero inoxidable especificado en su libro Características físico mecánicas y Análisis de calidad de granos es de $\mu = 0,58$

En la figura 26 se muestra la tolva de entrada donde se requiere un ángulo mínimo en la tolva para que el morochillo resbale.



$$\theta = \tan^{-1} (0.58)$$

$$\theta = 30.11^\circ$$

El ángulo de inclinación de la tolva se establece en 30°

$$\text{sen}\theta = \frac{W_x}{W}$$

$W_x = \text{sen } 30^\circ * 4.43 \text{ Kg} = 2.21 \text{ Kg}$ (Fuerza utilizada en la simulación de la tapa de la cámara de molienda).

2.8.2 Análisis de elementos finitos de la tolva de entrada

El análisis de la tolva de entrada se lo realiza tomando en cuenta la capacidad de la máquina, 25 Kg/h, tomando como carga inicial 1.36 Kg de morochillo llenando la tolva.

- Coeficiente de seguridad

Figura 27. Diagrama de factor de seguridad de tolva de entrada

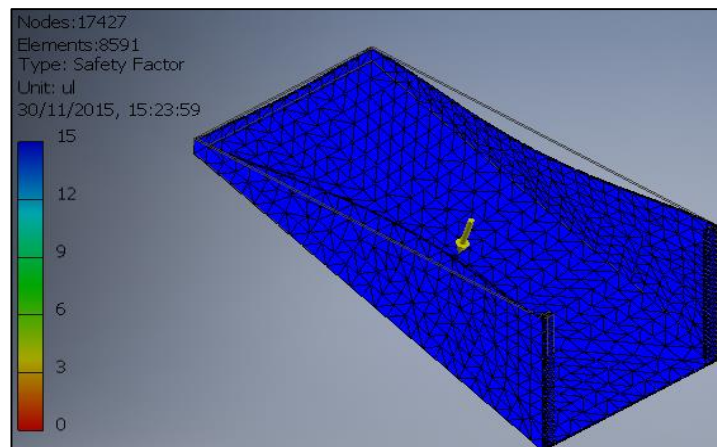


Figura 27. Factor de seguridad adecuado para la tolva de entrada. **Elaborado por:** D. Carrera y J. Vargas, 2016.

En la figura 27 dada por el coeficiente de seguridad no se observa ningún de tipo de deformación o falla.

Tapa de tolva superior

- Coeficiente de seguridad

Figura 28. Diagrama de factor de seguridad de tapa

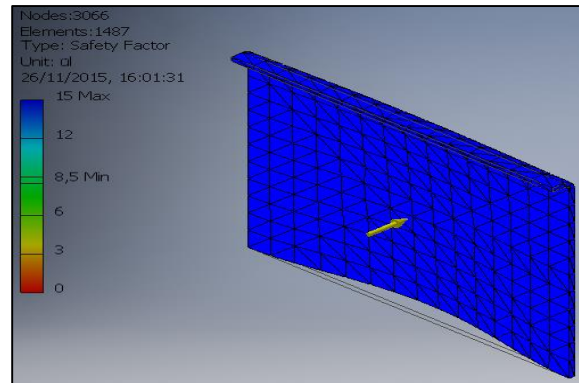


Figura 28. Factor de seguridad adecuado para la tapa de la tolva.

Elaborado por: D. Carrera y J. Vargas, 2016.

En la figura 28 se observa que en toda la tapa el coeficiente de seguridad se presenta en color azul sabiendo con esto que no se presenta ningún tipo de deformación o falla.

2.9 Diseño de la carcasa de la cámara de molienda

En la figura 29 se indica las dimensiones de diseño que está basado en el radio de giro de los martillos, cuya medida es 390 mm.

Figura 29. Carcasa de la cámara de molienda

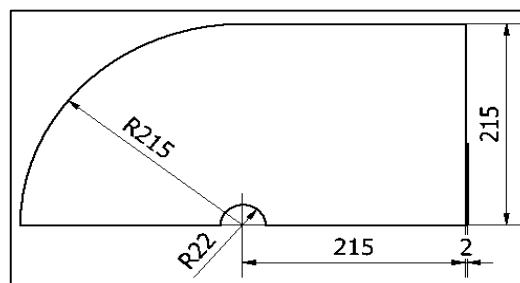


Figura 29. Dimensionamiento de la carcasa. **Elaborado**

por: D. Carrera y J. Vargas, 2016.

$$V_1 = \left(\frac{\pi r^2}{4} + l * l \right) * e$$

$$V_1 = \left(\frac{\pi 21.5^2}{4} + 21.5 * 21.5 \right) * 0.2 = 165 \text{ cm}^3$$

$$V_1 = V_2$$

$$V_3 = ((21.5 * 21.5) + (30.4 * 20)) * 0.2 = 214.05 \text{ cm}^3$$

$$V_T = V_1 + V_2 + V_3$$

$$V_T = 165 + 165 + 214.05 = 544.05 \text{ cm}^3$$

$$m = 7.85 \frac{\text{gr}}{\text{cm}^3} * 544.05 \text{ cm}^3 = 4.27 \text{ Kg}$$

$W_{\text{carcasa}} = 4.27 * 9.8 = 41.85 \text{ N}$ (Fuerza que será utilizada en el cálculo de la estructura que soporta toda la máquina)

2.10 Diseño de la tolva de salida

El diseño de la tolva está dado por la carga que debe soportar y el número de pernos que tendrá para la sujeción a la estructura. La carga consta del peso de la carcasa superior, la tolva superior llena de morochillo con la tapa, el propio peso de la tolva de salida y cierta cantidad de morochillo que ingresó anteriormente a la cámara de molienda.

El total de peso que soportará es 35 Kg, dato que se encontró de la suma de los pesos

2.10.1 Cálculo de pernos para la sujeción a la estructura

Para la unión de la tolva de salida con la estructura se determina el número de perforaciones de la siguiente manera:

Según la ec. 2-12 se tiene:

$$\tau = \frac{P}{A}$$

P: Carga que debe soportar el perno

Perno de elección grado A2-70 norma DIN, utilizado en equipos de procesamiento de alimentos con resistencia a la tracción de 700 N/mm^2 (Bolton, 2015)

Al usar la Ec 2-11

$$\tau = \frac{K S_y}{F_s}$$

$$K = 0.6$$

$$S_y = 700 \text{ N/mm}^2$$

Fs: Factor de seguridad = 2

$$\tau = \frac{0.6 * 700}{2} = 210 \text{ N/mm}^2$$

$$P = 35 \text{ Kg} = 343.13 \text{ N}$$

Se obtiene un área total que soporta esta carga y se divide para el área del perno (El perno seleccionado es M10).

$$A = \frac{P}{\tau}$$

$$A = \frac{343.13}{210} = 1.63 \text{ mm}^2$$

$$\text{Área de un perno M10} = 78.53 \text{ mm}^2$$

Por lo tanto, el número de pernos a usar es:

$$\# \text{ pernos} = \frac{1.63}{78.53} = 0.02$$

Se observa que un perno es suficiente para soportar 35 Kg, pero por posibles vibraciones, estabilidad de la tolva de salida y estética en cuanto a la distribución de los pernos, se utilizan tres en cada cara de sujeción.

2.10.2 Análisis de elementos finitos de tolva de salida

- Tensión de Von Mises

Figura 30. Diagrama de Von Mises de tolva de salida

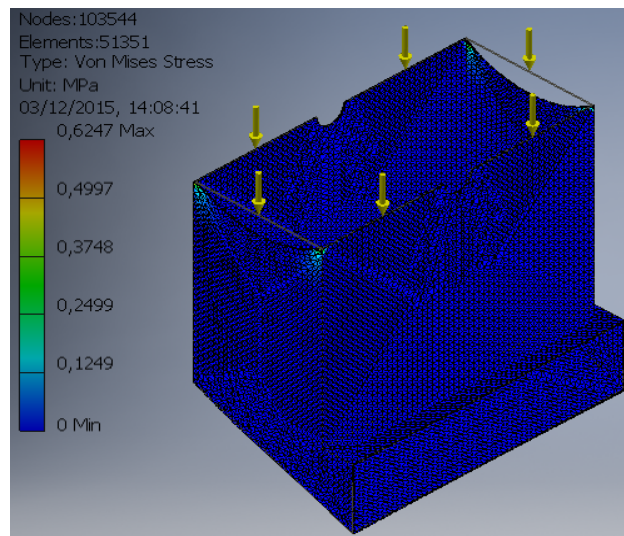


Figura 30. Esfuerzo de Von Mises mínimo en la parte superior de la tolva. **Elaborado por:** D. Carrera y J. Vargas, 2016.

En la figura 30 se observa que la mayor tensión Von Mises es 0,62 MPa siendo ésta menor que el esfuerzo de fluencia por lo que no se verá una deformación permanente de la tolva de salida.

- Desplazamiento

Figura 31. Diagrama de desplazamiento de tolva de salida

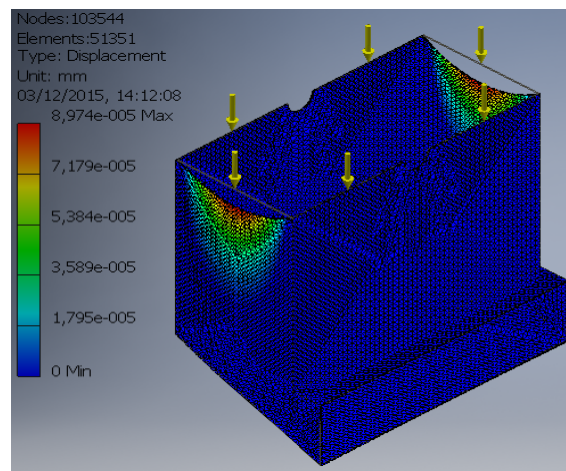


Figura 31. Desplazamiento mínimo en la parte superior de la tolva.

Elaborado por: D. Carrera y J. Vargas, 2016.

La figura 31 indica que la mayor deformación es de $8,97 \times 10^{-5} \text{ mm}$ siendo esta mínima y no influyente para una deformación constante.

- Coeficiente de seguridad

Figura 32. Diagrama de factor de seguridad de tolva de salida

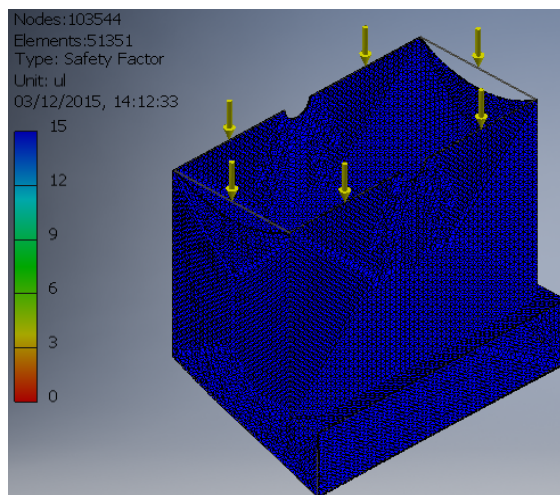
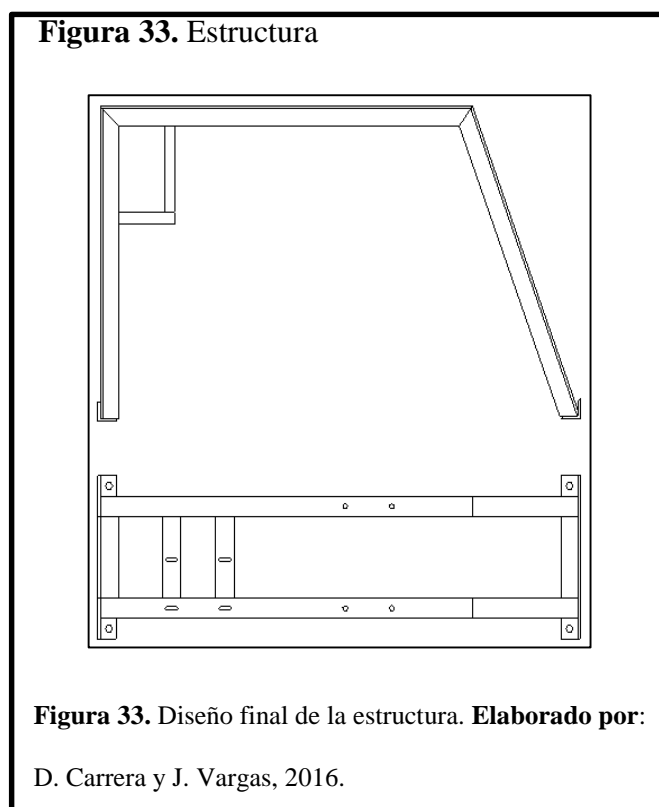


Figura 32. Factor de seguridad para la tolva. **Elaborado por:** D. Carrera y J. Vargas, 2016.

En la figura 32 se observa que en toda la tolva el coeficiente de seguridad es el más alto sabiendo con esto que no se presenta ningún tipo de falla.

2.11 Diseño de la estructura

En la figura 33 se muestra el diseño de la estructura con su vista de planta y de elevación.



En la tabla 17 se indican los pesos de los componentes de la máquina cuya sumatoria será lo que deba soportar la estructura.

Tabla 17. Pesos individuales de la máquina

Elemento	Masa (Kg)	# elementos	Peso (N)
Separador	0.019	20	3.72
Martillo	0.24	16	37.6
Eje secundario	0.45	4	17.64
Disco	1.37	2	26.93

Eje principal	4.1	1	40.18
Unión eje disco	0.44	2	8.62
Tolva superior llena	15.3	1	149.94
Tapa tolva superior	0.67	2	13.13
Carcasa cámara molienda	3.45	1	33.86
Tolva de salida	10	1	98
Chumacera	1.2	2	23.52
Polea motor	1.19	1	11.66
Polea eje	0.65	1	6.39
Motor	24	1	235.2
TOTAL	67.38	---	706.39

Nota: El peso total de los elementos es el que soporta la estructura. **Elaborado por:** Carrera y Vargas, 2016.

La estructura debe soportar un peso total de 706,39 N, a partir de este dato se selecciona un perfil de 50 x 50 x 6 mm, cuya altura máxima será de 80cm por lo tanto solo se calcula a compresión.

$$[\sigma] = \frac{S_y}{F_s}$$

$$S_y = 250 \text{ MPa}$$

$$F_s = 2$$

$$[\sigma] = \frac{250}{2} = 125 \text{ MPa}$$

$$\sigma = \frac{F}{A}$$

F: Fuerza que debe soportar = 706.39 N

A: Área del perfil = 564 mm²

$$\sigma = \frac{706.39}{564} = 1.25 \text{ MPa}$$

Para que el perfil no sufra ningún tipo de falla debe cumplir con lo siguiente:

$$\sigma \leq [\sigma]$$

$$1.25 \text{ MPa} \leq 125 \text{ MPa}$$

Se obtiene que el perfil seleccionado no tendrá sufrirá ninguna falla.

2.11.1 Análisis de elementos finitos de la estructura

Para el análisis de elementos finitos la estructura consta de dos apoyos para el motor que reciben una carga de 117,6 N cada uno y dos perfiles horizontales que soportan individualmente 235,6 N como resultado de la suma de los pesos de cada elemento.

- Desplazamiento

Figura 34. Diagrama de desplazamiento de estructura

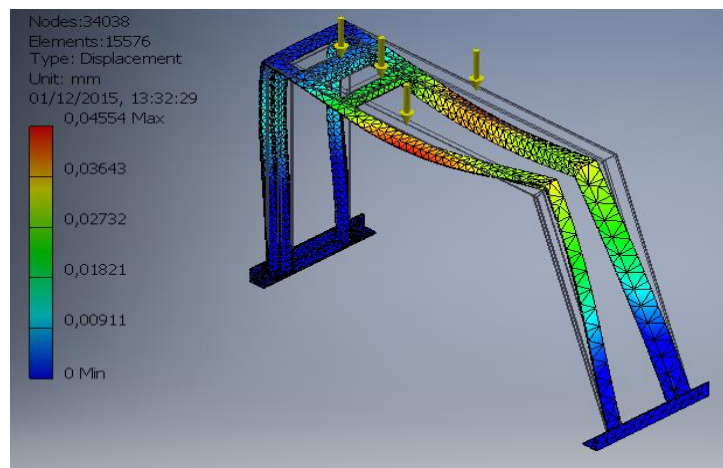
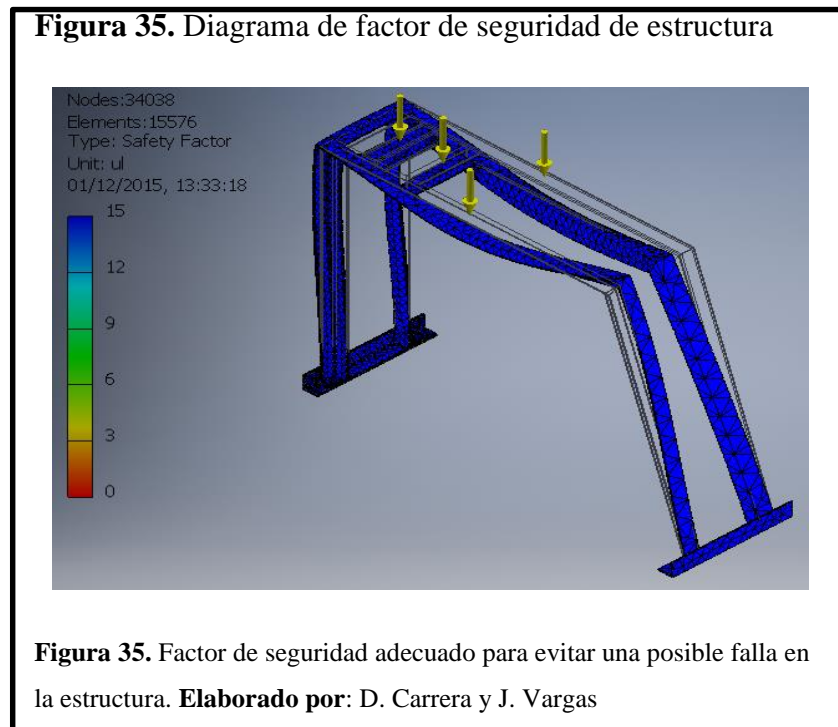


Figura 34. Desplazamiento mínimo producido en la parte central de la estructura. **Elaborado por:** D. Carrera y J. Vargas, 2016.

La figura 34 indica que el mayor desplazamiento es 0,045 mm en la parte central del perfil horizontal debido al peso de los componentes de la máquina. Este desplazamiento es mínimo y no constante.

- Coeficiente de seguridad



En la figura 35 se observa que tras el diseño realizado, la estructura no presenta ningún problema en cuanto a una posible falla en alguno de sus miembros.

2.12 Soldadura

- Conjunto tolva superior con carcasa superior

Se realiza el cálculo del esfuerzo admisible en la unión soldada (Tolva superior llena, tapa de la tolva superior con carcasa superior) y se verifica que sea menor al esfuerzo del material multiplicado por un factor de seguridad, comprobando así que la soldadura no falle.

$$\frac{P}{h \cdot l} = \sigma_{adm} \leq 0,6 * \sigma_{mat} \quad (\text{Ringegni , 2013, p. 4})$$

Donde:

P: Carga que soporta

h: Ancho del cordón

l: Longitud del cordón

$\sigma_{\text{mat}} = 338 \text{ MPa (Inox 304)}$

$P = 196.93 \text{ N}$

$h = 3 \text{ mm}$

$l = 280 \text{ mm}$

$$\frac{196.93}{0.003 * 0.28} = \sigma_{\text{adm}} \leq 0,6 * 338$$

$$234440.5 = \sigma_{\text{adm}} \leq 202000000 \text{ Pa}$$

Se observa que el esfuerzo admisible es menor al esfuerzo del material, por esto se conoce que la soldadura no tendrá falla.

- Conjunto guías para criba con tolva de salida

Se realiza el cálculo del esfuerzo admisible en la unión soldada (Guías para criba con tolva superior) y se verifica que sea menor al esfuerzo del material multiplicado por un factor de seguridad, comprobando así que la soldadura no falle.

Según la Ec. 2-20 se tiene:

$\sigma_{\text{mat}} = 338 \text{ MPa (Inox 304)}$

$P = 154.1 \text{ N}$

$h = 3 \text{ mm}$

$$l = 2520 \text{ mm}$$

$$\frac{154.1}{0.003 * 2.52} = \sigma_{adm} \leq 0,6 * 338$$

$$101.91 = \sigma_{adm} \leq 202000000 \text{ Pa}$$

Se verifica que el esfuerzo admisible es menor al esfuerzo del material, por esto se conoce que la soldadura no tendrá falla.

- Estructura

Se realiza el cálculo del esfuerzo admisible en la unión soldada (Perfiles para la conformación de la estructura) y se verifica que sea menor al esfuerzo del material multiplicado por un factor de seguridad, comprobando así que la soldadura no falle.

Según la Ec. 2-20 se tiene:

$$\sigma_{mat} = 338 \text{ MPa (Inox 304)}$$

$$P = 706.39 \text{ N}$$

$$h = 6 \text{ mm}$$

$$l = 1400 \text{ mm}$$

$$\frac{706.39}{0.006 * 1.4} = \sigma_{adm} \leq 0,6 * 338$$

$$84.09 = \sigma_{adm} \leq 202000000 \text{ Pa}$$

Se verifica que el esfuerzo admisible es menor al esfuerzo del material, por esto se conoce que la soldadura no tendrá falla.

Capítulo 3

3. Costos

En el presente capítulo se detallan los cálculos de costos efectuados en el proceso de diseño y construcción de una máquina trituradora de morochillo entero.

Se deben tomar en cuenta varios parámetros para este cálculo y se han seleccionado algunos criterios para definir al costo total de la máquina los cuales se enumeran a continuación:

1. Materia prima.
2. Mano de obra.
3. Costos de fabricación.

3.1 Costos directos.

3.1.1 Materia prima.

La materia prima son los materiales con los que se realiza cada uno de los elementos que conforman la máquina, sometidos a varios cambios hasta obtener un producto final.

A continuación, se detallan los materiales utilizados para la construcción de la trituradora de morochillo:

Tabla 18. Lista de materiales a usar

COSTOS DE MATERIALES					
ÍTEM	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD		VALOR NITARIO	COSTO
1	Lámina perforada inox. ø 5mm de 1,25 X 0,6 x 0,001mts	1	U	90	90
2	Acero inox. Plancha retazo 415 x 600 x 2mm	5,94	Kg	6,2	36,83
3	Acero inox. Plancha retazo 395 x 395 x 2mm	0,7	Kg	6,2	4,34
4	Acero inox. Plancha retazo 3mm 200 x 175mm	4,04	Kg	6,2	25,05
5	Acero inox. Plancha retazo 430 x 298 x 2mm	4,1	Kg	6,2	25,42
6	Acero inox. Plancha retazo 400 x 200 x 2mm	1,28	Kg	6,2	7,94
7	Acero inox. Plancha retazo 1000 x 40 x 6 mm	1,88	Kg	6,2	11,66
8	Acero inox. Plancha retazo 2520 x 20 x 3 mm	1,18	Kg	6,2	7,32
9	Acero inox. Plancha retazo 430 x 190mm x 2mm	2,62	Kg	6,2	16,24
10	Acero inox. Plancha retazo 430 x 40mm x 2mm	0,56	Kg	6,2	3,47
11	Acero inox. Plancha retazo 200 x 40mm x 2mm	0,13	Kg	6,2	0,79
12	Acero inox. 304 7/8" x 680mm	2,4	Kg	5,8	11,43
13	Acero inox. 304 1 1/2" x 440mm	3,91	Kg	5,8	18,62
14	Acero trans ø 110 mm x 22mm	1,64	Kg	2,99	4,03
15	Acero trans ø 115 mm x 7mm (2u)	1,1	Kg	2,99	2,70
16	Acero trans ø 80 mm x 22mm	0,86	kg	2,99	2,11
17	Acero trans ø 80mm x 7mm (2u)	0,54	kg	2,99	1,33
18	Acero trans. ø 3" x 45mm	1,8	kg	2,3	3,40
19	Acero trans. ø 4 1/2 " x 45mm	4	u	2,99	9,82
20	Acero inox. ø 3" x 30 mm	1,5	kg	5,8	7,83
21	Tubo Inox. 304L CED. 40 3/4"	0,56	mt	16,22	9,08
22	Ángulo de (50 X 50 X 6)mm X 6m	2	u	20,98	41,96
23	Tol Negro de 1,22 X 2,44 x 0,00 2m	1	u	34,217	34,22
24	Plancha acero al carbono 180 x 215 x 15 mm	4,1	kg	1,7	6,97
Valor neto sin IVA					382,54
IVA					45,905
TOTAL					428,45

Nota: Elementos de construcción en su descripción están con dimensiones brutas. **Elaborado por:**

Carrera y Vargas, 2016.

Tabla 19. Lista de insumos para la máquina

COSTOS DE INSUMOS				
ÍTEM	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	VALOR UNITARIO	COSTO
1	Motor WEG T HP 3 220/380V 1800 rpm	1	246	246
2	Chumacera CMB piso 1 1/2"	2	13,96	22,92
3	Correa industrial sincrónica	1	15,21	15,21
4	Tuerca inoxidable M16X2	8	0,4	3,2
5	Pernos M6X20mm con tuerca	12	0,26	3,12
6	Pernos 9/16X1 1/2" con arandela plana,presión y tuerca	4	0,59	2,36
7	Pernos 3/8 " x 38mm con arandela plana, presion y tuerca	4	0,39	1,55
8	Pernos M6x10 mm cabeza avellanada	12	0,07	0,84
9	Ls contactor GMC9 220v B-1998	1	12,85	12,85
10	Ls relé GTK22 7-10A B-2027 40AF	1	24,65	24,65
11	Cable ST-I 3X10 AWG 660v INCABLE	2	2,82	5,64
12	Cable ST-I 3X8 AWG 660v INCABLE	6	4,37	26,22
13	Cable flexible #12 AWG	2	0,47	0,94
14	Steck pulsador al Raz met.RJ	1	1,8	1,8
15	Steck pulsador al Raz met.VR	1	1,8	1,8
16	Cams.Luz Pil.Electr.Led verde 220v	1	1,56	1,56
17	Cams.Luz Pil.Electr.Led roja 220v	1	1,56	1,56
18	Beauc. Cajas chapa 30X20X15	1	19,35	19,35
19	Riel ding acero perforada 35 mm 1MT	1	2,51	2,51
20	Cooper toma trifasico 20A	1	8,85	8,85
		Valor neto sin IVA		402,93
		IVA		48,4
		TOTAL		451,28

Nota: Se requiere de varios insumos para ensamblar la máquina. **Elaborado por:** D. Carrera y J.

Vargas, 2016.

El costo total entres materiales e insumos es: **\$ 879,73**

3.1.2 Mano de obra.

Es el valor que implica el tiempo empleado en la fabricación de cada uno de los elementos que conforman la máquina y su correspondiente montaje.

Los procesos de fabricación empleados son:

Tabla 20. Mano de obra en la construcción

N°	ELEMENTO	PROCESO	VALOR HORA (DÓLARES)	TIEMPO DE OPERACIÓN (HORAS)	COSTO
1	Separadores de cuchillas	Corte	5	1,00	5,00
		Torneado	12	1,5	18
2	Ejes secundarios	Corte	5	0,5	2,5
		Torneado	12	2	24
3	Cuchillas para moler morochillo	Corte	5	2,5	12,5
		Fresado	15	3	45
		Perforado	7	1,5	10,5
4	Discos porta ejes	Corte plasma	12	1	12
		Torneado	12	1,5	18
		Perforado	7	0,75	5,25
5	Uniones Disco- Eje	Corte	5	0,50	2,50
		Torneado	12	0,5	6
		Perforado	7	1,50	10,50
6	Eje principal	Torneado	12	1,5	18
		Fresado	15	0,75	11
		Soldadura SMAW	14	1,00	14,00
7	Poleas	Torneado	12	0,50	6
		Fresado	15	3	45
		Perforado	7	0,50	3,50
	Cubre poleas	Corte	5	0,50	2,50
		Rolado	9	0,50	4,50
		Soldadura SMAW	14	0,50	7,00
8	Tolva superior	Corte	5	1,00	5,00
		Doblado	8	0,50	4,00
		Soldadura SMAW	14	1,50	21,00
9	Tapa tolva superior	Corte	5	0,25	1,25
		Fresado	15	0,17	2,50
		Doblado	8	0,08	0,67
10	Carcasa superior	Corte	5	0,25	1,25
		Rolado	9	0,33	2,97
		Doblado	8	0,75	6,00
		Soldadura SMAW	14	1	14
11	Tolva de salida	Corte plasma	12	2,00	24,00
		Doblado	8	1	8
		Soldadura SMAW	14	2	28
	Criba	Corte plasma	12	0,33	3,96
		Rolado	9	0,25	2,25
		Soldadura SMAW	14	0,5	7
12	Estructura	Corte	5	1,00	5,00
		Soldadura SMAW	14	2	28
13	Ensamble	Pintura	10	2,5	25
			TOTAL		473,35

Nota: A los tiempos de mecanizado se le aumenta un 30% por tiempos muertos. **Elaborado por:** D.

Carrera y J. Vargas, 2016.

El costo total de la mano de obra es: **\$ 473.35**

3.2 Costos indirectos.

3.2.1 Costos adicionales

Son costos imprevistos que no se encuentran en la planificación del proyecto tales como: transporte y posibles fallas que se puedan dar en su transcurso, representa alrededor del 10% del valor del mismo.

3.2.2 Costo de diseño.

Es el monto que surge con la investigación necesaria para el proyecto, desarrollo de cálculos y elaboración de planos. Es el costo correspondiente de horas que toma dichos trabajos que equivale al 30% del valor del mismo.

3.3 Costo total máquina

Tabla 21. Costo total de la máquina.

COSTOS DIRECTOS	
Materia prima	879,73
Mano de obra	473,35
Total	1353,08
COSTOS INDIRECTOS	
Costos adicionales	135,30
Costos de diseño	405,92
Total	541.22
COSTO TRITURADORA EN DÓLARES	1894,30

Nota: Valor total obtenido de la sumatoria de costos directos e indirectos. **Elaborado por:** D. Carrera y J. Vargas, 2016.

MANUAL DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO

Modo de operación

➤ Antes de iniciar la molienda

Los elementos del mecanismo de molienda (Ejes, discos, separadores y martillos), tienen que ser manipulados por personal capacitado.

Se debe utilizar implementos de seguridad industrial tales como: antiparras, guantes, orejeras, etc.

Se recomienda verificar el ajuste de las tuercas periódicamente debido a que la máquina está sometida a vibración.

Antes de cada molienda verificar que la cámara esté limpia.

➤ Montaje de la criba

Quitar el pasador de seguridad que se encuentra entre la carcasa superior y la tolva de salida para poder abrir el molino.

La criba debe ser colocada en las guías y empujar hasta que llegue al tope del otro extremo.

Si se desea cambiar la criba se lo tiene que realizar con la máquina completamente apagada.

➤ Alimentación continua del morochillo

La tolva de alimentación debe ser cargada con morochillo seco, sin partículas extrañas al cereal.

El morochillo debe ser introducido elevando la tapa que divide a la tolva de alimentación y la carcasa superior.

La alimentación de morochillo en la cámara debe ser continua, para una buena calidad de molienda.

➤ Molienda de morochillo

Colocar un recipiente bajo la tolva de salida para almacenar el morochillo partido.

Cerrar el molino y colocar el pasador de seguridad.

Para encender la máquina se debe presionar el pulsador ON de la botonera.

La cámara de molienda debe estar libre de morochillo y este debe ser introducido luego de encender la máquina.

Realizar una alimentación uniforme y constante, mientras se produce el proceso de molienda.

Cuando se termine de moler la cantidad deseada presionar el pulsador OFF de la botonera.

Realizar la limpieza correspondiente después de cada molienda.

Mantenimiento del molino

- Debido a las vibraciones que se producen por el uso de la máquina se debe realizar una inspección de las uniones roscadas, en el caso que estas requieran un ajuste, realizarlo. Realizar esta operación mensualmente.
- Al observar que los filos de los martillos se vuelven redondos estos deben ser cambiados de posición.
- Con la máquina apagada retirar la criba de la cámara de molienda, para que sea limpiada de restos de morochillo y no obstruyan los agujeros que esta posee. La frecuencia de esta operación depende del uso de la máquina.
- Con una brocha limpiar los elementos que pertenecen al mecanismo de molienda, carcasa superior, tolva de entrada y salida. Realizar esta operación después de cada molienda.

- Verificar que la banda sincrónica esté templada para un correcto funcionamiento de las poleas. Realizar una inspección con la frecuencia de quince días.

Conclusiones

- Se finaliza la construcción de la máquina y se concluye que fueron necesarios conocimientos específicos de ingeniería para un correcto diseño de esta.
- Los datos principales son la fuerza necesaria para romper un grano de morochillo y la capacidad de la máquina ya que de estos dependen el dimensionamiento de los elementos que conforman la trituradora.
- Se implementa el grano de morochillo partido como producto del negocio.
- Se reduce costos para el negocio ya que ahora solo se compra el morochillo entero.
- El espacio entre los martillos y la criba debe ser menor o igual a 8mm para una correcta molienda debido a las dimensiones promedio del morochillo.
- Mediante cálculos se obtiene que la potencia mínima necesaria para titular el morochillo es de 3 hp con 2500 rpm.
- Para conservar la potencia de 3 hp y una velocidad angular de 2500 rpm es necesario utilizar poleas sincrónicas.

Recomendaciones

- La alimentación de la cámara de molienda debe iniciarse cuando la máquina esté encendida y haya alcanzado 2500 rpm, para evitar que el morochillo se acumule sobre la criba y tenga que vencer una mayor inercia de la masa en reposo.
- Es importante en el manejo de alimentos utilizar acero inoxidable AISI 304 para evitar una contaminación de estos.
- Utilizar el equipo de protección personal para evitar lesiones en el operario.
- Es necesario que la persona que va a operar la máquina conozca los pasos a seguir que se ofrecen en el manual de uso y mantenimiento para un correcto funcionamiento y evitar daños.
- Verificar que junto con el morochillo no existan otra clase de elementos que contaminen en el momento de la molienda.
- Es importante realizar la limpieza de la máquina después de cada molienda para evitar tapar los agujeros de la criba con restos de morochillo.

Referencias

- Ringegni , P. (2013). *Cálculo de uniones soldadas*. Obtenido de <http://www.aero.ing.unlp.edu.ar/catedras/archivos/Uniones%20soldadas%20sexta%20edicion%202013.pdf>
- Acuña Verrugio, S. (2009). *El maíz y su transformación en harina*. Santiago , Chile: El Cid Editor.
- Bermeo, D. (2014). *DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN MOLINO DE MARTILLOS*. Latacunga.
- BOHLER. (2007). *Manual de aceros* . Quito .
- Bolton, N. (2015). *eHow en español*. Obtenido de http://www.ehowenespanol.com/diferencia-pernos-a2-a4-acero-inoxidable-lista_123394/
- Budynas , R., & Nisbett , J. (2008). *Diseño de ingeniería mecánica de Shigley* (Octava ed.). Mexico,D.F.: McGraw-Hill.
- Bueche, F. (2003). *Física general* (Vol. Novena). México: McGrawHill.
- Cartaya, L., Ortiz , L., & Bejarano , A. (13 de Septiembre de 1990). *CARACTERISTICAS FISICAS Y QUIMICAS DE LOS GRANOS DE MAIZ DULCE DE LAS VARIEDADES 'PAJIMACA' Y 'RIQUEZA' DURANTE EL PROCESO DE MADURACION*. Obtenido de http://sian.inia.gob.ve/repositorio/revistas_ci/Agronomia%20Tropical/at4156/Arti/cartaya_1.htm
- Comercio, E. (16 de Abril de 2011). *www.elcomercio.com*. Obtenido de <http://www.elcomercio.com/actualidad/negocios/maiz-ya-listo-cosecha.html>
- Ghosh, B. N. (1986). *Maquinaria para el procesamiento de cosechas*. San José, Costa Rica: IICA.
- INDURA. (2009). *INDURA Grupo AIR PRODUCTS*. Obtenido de http://www.indura.net/productos_detalle.asp?idq=1415&a=soldaduras&ai=3413&b=ELECTRODOS&bi=3415&c=
- Juvinall, R. (1996). *Fundamentos de diseño para ingeniería mecánica*. Ciudad de Mexico: Editorial LIMUSA S.A.

- Kato Yamakake , T., Mapes Sánchez , C., Mera Ovando , L., Serratos Hernández, J., & Bye Boettler, R. (2009). *Origen y diversificación del maíz. Una revisión analítica*. México,D. F.: Impresora Apolo.
- La casa del perno. (2015). *La casa del perno*. Obtenido de http://www.casadelperno.com/AyudaTecnica_Anclajes.html
- Larburu Arrizabalaga, N. (2008). *Máquinas Prontuario*. Madrid: Paraninfo.
- McCormac, J. (2011). *Diseño de Estructuras Metálicas* (Cuarta ed.). Mexico: Alfaomega.
- Moreno, L. M. (2008). *Materiales Industriales* (1a. ed.). Medellin, Colombia: Editorial Fondo ITM.
- Mott L, R. (2006). *Diseño de elementos de maquinas*. Mexico: Pearson.
- Mott, R. (2006). *Diseño de elementos de maquinas*.
- Mott, R. (2009). *Resistencia de materiales* (Vol. sexto). Juárez, México: Person.
- Otero, A. (2008). *Otero*. Obtenido de www.acerosotero.cl
- Quitiaquez Sarzosa, W., & Reina Yanque, C. (2011). *Diseño y construcción de un molino para la extracción de aceite de chanta(futo de palmeras)*. Quito.
- Serratos Hernández, J. A. (Enero de 2009). www.greenpeace.com. Obtenido de <http://www.greenpeace.org/mexico/global/mexico/report/2009/3/el-origen-y-la-diversidad-del.pdf>
- TodoProductividad. (10 de Septiembre de 2012). *TodoProductividad*. Obtenido de <http://todoproductividad.blogspot.com/2012/09/ventajas-y-aplicaciones-de-los-sistemas.html>
- Universo. (Noviembre de 2011). En Ecuador: Ministros de Industria y Agricultura firman acuerdo para mejorar la producción de maíz.
- WEG. (09 de 2014). *W22 Motor eléctrico trifásico*. Obtenido de Catalogo tecnico mercado latinoamericano: <http://ecatalog.weg.net/files/wegnet/WEG-w22-motor-trifasico-tecnico-mercado-latinoamericano-50024297-catalogo-espanol.pdf>